



Jc978 U.S. PTO
09/842362



Prioritätsbescheinigung über die Einreichung einer Patentanmeldung

Aktenzeichen: 100 20 907.6

Anmeldetag: 28. April 2000

Anmelder/Inhaber: LuK Lamellen und Kupplungsbau GmbH,
Bühl, Baden/DE

Bezeichnung: Drehmomentübertragungseinrichtung

IPC: F 16 H 45/02

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 02. März 2001
Deutsches Patent- und Markenamt
Der Präsident
Im Auftrag

Sleek

THIS PAGE BLANK (USPTO)

LuK Lamellen und
Kupplungsbau GmbH
Industriestr. 3
77815 Bühl

0759

5

Patentansprüche

1. Hydrodynamischer Drehmomentwandler mit einem in einem Gehäuse aufgenommenen, von einer Antriebseinheit angetriebenen Pumpenrad, einem Turbinenrad, gegebenenfalls einem Leitrad, einer mittels zumindest eines einen Reibeingriff eines antriebsseitigen und eines abtriebsseitigen Reibpartners im Kraftweg zwischen einem Antriebsteil und einem Ausgangsteil des Drehmomentwandlers bildenden Reibeingriffsmittels mit oder ohne Schlupf betreibbaren Wandlerüberbrückungskupplung, wobei beidseits des Reibeingriffsmittels bei geschlossener oder schlupfender Wandlerüberbrückungskupplung jeweils eine mit einem Druckmedium zum Betreiben des Drehmomentwandlers beziehungsweise zur Betätigung der Wandlerüberbrückungskupplung befüllbare erste und zweite Kammer gebildet wird und gegebenenfalls mit zumindest einem zumindest einstufigen, im Kraftfluss zwischen einem von der Antriebseinheit angetriebenen Teil wie der Turbine und/oder einem Ausgangsteil der Wandlerüberbrückungskupplung und einem Ausgangsteil des Drehmomentwandlers angeordneten Torsionsschwingungsdämpfer, dadurch gekennzeichnet, dass eine Stromregeleinrichtung zur Regelung eines Stroms von Druckmedium vom

10

15

20

25

Betriebszustand der Wandlerüberbrückungskupplung abhängig betrieben wird.

2. Hydrodynamischer Drehmomentwandler mit einem in einem Gehäuse aufgenommenen, von einer Antriebseinheit angetriebenen Pumpenrad, einem Turbinenrad, gegebenenfalls einem Leitrad, einer mittels zumindest eines einen Reibeingriff eines antriebsseitigen und eines abtriebsseitigen Reibpartners im Kraftweg zwischen einem Antriebsteil und einem Ausgangsteil des Drehmomentwandlers bildenden Reibeingriffsmittels mit oder ohne Schlupf betreibbaren Wandlerüberbrückungskupplung, wobei beidseits des Reibeingriffsmittels bei geschlossener oder schlupfender Wandlerüberbrückungskupplung jeweils eine mit einem Druckmedium zum Betreiben der Wandlerüberbrückungskupplung mit Druck beaufschlagbare erste und zweite Kammer gebildet wird, indem durch Steuerung der Druckunterschiede der beiden Kammern ein axial verlagerbares Bauteil der Wandlerüberbrückungskupplung den Reibeingriff zur Antriebsseite bildet, und auf einem hydraulischen Pfad zum Betätigen der Wandlerüberbrückungskupplung von einer Kammer (17, 18) in die andere (18, 17) mittels einer Druckversorgungseinrichtung (19) Druckmedium gepumpt wird und gegebenenfalls mit zumindest einem zumindest einstufigen, im Kraftfluss zwischen einem angetriebenen Teil wie Turbine und/oder Ausgangsteil der Wandlerüberbrückungskupplung und einem abtriebsseitigen Teil des Drehmomentwandlers wirksamen Torsionsschwingungsdämpfer, dadurch

gekennzeichnet, dass im Bereich des Reibeingriffsmittels eine steuerbare Stromregeleinrichtung für das Druckmedium in den hydraulischen Pfad geschaltet ist.

- 5 3. Drehmomentwandler nach Anspruch 1 und/oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Stromregeleinrichtung selbststeuernd betrieben wird.
-
- 10 4. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass ein durch zumindest einen Kanal transportierter Druckmediumsstrom während des Reibeingriffs in Abhängigkeit vom Schlupf eingestellt wird.
5. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass ein Druckmediumsstrom bei
- 15 ● schlupfender Wandlerüberbrückungskupplung größer ist als bei nicht schlupfender Wandlerüberbrückungskupplung.
6. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Druckmediumsstrom abhängig
- 20 von einer Differenzdrehzahl zwischen Antriebseinheit und Ausgangsteil ist.
7. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass ein Druckmediumsstrom zwischen

den beiden Kammern nicht proportional zu einem variabel einstellbaren Differenzdruck zwischen den beiden Kammern ist.

- 5 8. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Differenzdruck in Abhängigkeit von der Drehzahl der Antriebseinheit einstellbar ist.
- 10 9. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Druckmediumsstrom abhängig von der während des Durchtritts durch den zumindest einen Kanal eingestellten Viskosität des Druckmediums ist.
- 15 10. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Druckmediumsstrom in Abhängigkeit von der sich entwickelnden Wärme am Reibeingriffsmittel eingestellt wird.
- 20 11. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass im zumindest einen Kanal eine einstellbare Barriere für das Fluid vorgesehen ist.
12. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Wandlerüberbrückungskupp-

lung zumindest durch einen mit dem Ausgangsteil drehfest und im Bereich des Reibeingriffs mit einem mit der Antriebseinheit kraftschlüssig verbundenen Bauteil in Reibkontakt bringbaren Kolben gebildet ist, wobei im Kraftpfad zwischen dem Kolben und dem Gehäuseteil das Reibeingriffsmittel vorgesehen ist.

13. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Gehäuse oder ein mit ihm verbundenes Bauteil das mit der Antriebseinheit verbundene Bauteil bildet.

14. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Kolben drehfest und axial verlagerbar auf einem abtriebsseitigen Bauteil aufgenommen ist.

15. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Kolben die beiden Kammern zumindest während des Reibeingriffs voneinander trennt und dass eine Betätigung der Wandlerüberbrückungskupplung mittels eines zwischen beiden Kammern eingestellten Druckunterschieds erfolgt.

16. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Reibeingriffsmittel zumindest ein Reibbelag ist.

17. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Reibeingriffsmittel am Gehäuse und/oder am Kolben aufgenommen ist.

5

18. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass ein Reibeingriff zwischen zumindest einer drehfest mit der Abtriebsseite verbundenen und axial verlagerbaren Reiblamelle mit Reibeingriffsflächen und an dem Kolben und am Gehäuse aufgenommenen Reibpartner gebildet wird, wobei die zumindest eine Reiblamelle mit den Reibeingriffsflächen vom Kolben zur Bildung des Reibeingriffs axial beaufschlagt wird.

10

19. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Kolben drehfest mit dem Gehäuse verbunden ist und axial zwischen Kolben und Gehäuse zumindest eine, mit einem ausgangsseitigen Bauteil drehfest verbundene Reiblamelle vom Kolben axial zur Ausbildung einer Reibeinwirkung beaufschlagbar ist und zumindest je ein Reibbelag axial zwischen dem Kolben und der Reiblamelle und der Reiblamelle und dem Gehäuse angeordnet ist.

15

20

20. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest ein Reibbelag am Kolben und/oder am Gehäuse angeordnet ist.

5 21. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass im Bereich des Reibeingriffs am Gehäuse, Kolben und/oder einem mit einem dieser Teile verbundenen Bauteil ein Kühlelement zur Bildung einer Kühlfläche für die den Reibeingriff bildenden Bauteile vorgesehen ist.

10

22. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der zumindest eine Kanal aus über den Umfang verteilten, eine Gegenreibfläche zum Reibbelag bildenden, in eine Kühlfläche eines antriebsseitigen Bauteils, zumindest einer Reiblamelle und/oder des Kolbens eingearbeiteten, im wesentlichen radial ausgerichteten Nuten gebildet ist.

15

23. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Kühlfläche das Gehäuse oder
20 der Kolben ist.

24. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Nuten in die Kühlfläche eingeprägt sind.
- 5 25. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Nuten in der Kühlfläche von der Seite des Reibeingriffs oder von der entgegengesetzten Seite des Reibeingriffs her durchgestellt sind.
- 10 26. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Länge der Nuten größer als die radiale Erstreckung eines Ringquerschnitts des Reibbelags ist.
- 15 27. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass zwischen 8 und 400, vorzugsweise zwischen 100 und 300 Nuten über den Umfang verteilt vorgesehen sind.
- 20 28. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Länge der Nuten zwischen 10 und 50, vorzugsweise zwischen 10 und 30 mm ist.

29. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Tiefe der Nuten kleiner 0,3 mm, vorzugsweise kleiner 0,15 mm beträgt.

5 30. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Breite der Nuten zwischen 0,2 und 20 mm, vorzugsweise zwischen 0,5 und 1 mm beträgt.

10 31. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass ein Flächenverhältnis zwischen eingepprägten Nuten und aktiver Reibfläche im Bereich des Reibeingriffs zwischen 2:1 und 1:20, vorzugsweise 1:1 und 1:10 ist.

15 32. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest eine Kante der Nuten hin zur aktiven Reibfläche gerundet ist.

20 33. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Nuten beidseitig in der zwischen dem Kolben und dem Gehäuse angeordneten Reiblamelle vorgesehen sind, wobei das Gehäuse und der Kolben jeweils zumindest einen Reibbelag, der mit der Reiblamelle in Reibeingriff bringbar ist, aufweisen.

34. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Nuten der beiden Seiten der Reiblamelle sich über den Umfang verlaufend abwechseln.
- 5 35. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Nuten im wesentlichen radial ausgerichtet sind.
- 10 36. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Reiblamelle das Eingangsteil eines Torsionsschwingungsdämpfers bildet, dessen Ausgangsteil mit einem abtriebsseitigen Teil des Drehmomentwandlers verbunden ist, wobei Eingangs- und Ausgangsteil gegeneinander relativ entgegen der Wirkung zumindest eines Energiespeichers und gegebenenfalls einer Reibungseinrichtung verdrehbar sind.
- 15 37. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Reibeingriff mittels zumindest einer Reibfläche und zumindest einer porösen, für Druckmedium in einen
- 20 begrenzten Strom durchlässige Gegenreibfläche vorgesehen ist.

38. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die poröse Gegenreibfläche aus einer aus Sintermaterial hergestellten Scheibe gebildet ist.

5 39. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Sintermaterial Metall, Kunststoff, Keramik, Glas oder ein Verbund und/oder Gemisch aus diesen ist.

10 40. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Scheibe mit dem Kolben dem Gehäuse und/oder mit einer Reiblamelle kraftschlüssig verbunden ist.

15 41. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Reiblamelle axial verlagerbar axial zwischen einem mit dem Gehäuse drehfest und axial verbundenen Flanschteil und dem Kolben angeordnet ist.

20 42. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Flanschteil radial außen mit dem Gehäuse drehfest und axial verlagerbar verbunden ist.

43. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Reiblamelle die poröse Schei-

be enthält oder aus dieser gebildet ist und an beiden Seiten der porösen Scheibe ein Reibeingriff mit jeweils zumindest einem Reibbelag vorgesehen ist.

- 5 44. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die poröse Scheibe mit einem Trägerteil wie Gehäuse und/oder Kolben vernietet ist.
- 10 45. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Reibeingriffsmittel aus mindestens zwei Reibpartnern mit jeweils einer Reibfläche gebildet wird, wobei der erste Reibpartner zur Bildung des zumindest einen Kanals über den Umfang verteilte, sich nur begrenzt von einem Reibflächenumfang von der ersten Kammer her in die Reibfläche hineinragende Nuten mit einem in der
- 15 Reibfläche vorgesehenen Ende aufweist und der andere Reibpartner auf radialer Höhe dieses Endes über den Umfang verteilte Öffnungen zu der zweiten Kammer aufweist.
- 20 46. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der erste Reibpartner ein Reibbelag und der zweite Reibpartner die Gegenreibfläche des Kolbens oder des Gehäuses ist.

47. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Nuten von radial innen in den ersten Reibpartner geführt sind.

5 48. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der erste Reibpartner ein an dem Gehäuse befestigter Reibbelag ist, der einen Reibeingriff mit der Gegenreibfläche des Kolbens ausbildet, wobei radial von innen her mit der ersten Kammer zwischen Kolben und Gehäuse eine Verbindung bildende Nuten
10 über die im Kolben vorgesehenen Öffnungen eine Verbindung mit der zweiten Kammer bilden, insoweit sich die Enden der Nuten mit den Öffnungen überlappen.

15 49. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Anordnung von Öffnungen und Enden der Nuten über den Umfang in der Weise erfolgt, dass eine Überlappung von Öffnungen und Enden während ausbleibender Relativverdrehung der beiden Reibpartner minimiert wird.

20 50. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Öffnungen und Nuten in einer sich unterscheidenden Anzahl angeordnet werden, wobei die beiden Anzahlen vorzugsweise Primzahlen sind.

51. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Öffnungen mittels jeweils eines Ventils verschließbar sind.

5

52. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Ventil mittels einer federbeaufschlagten, im entspannten Zustand offenen Klappe gebildet wird, die bei ausbleibender Relativverdrehung der beiden Reibpartner und sich mit dem Ende der Nut überlappender Öffnung diese im wesentlichen dicht entgegen der anliegenden Federkraft verschließt.

10

53. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Ventil durch den Differenzdruck zwischen den beiden Kammern geschlossen wird.

15

54. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Ventil bei einer Relativverdrehung der beiden Reibpartner geöffnet bleibt.

20

55. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest eine Nut vorgesehen ist, die vom radial entgegengesetzten Umfang der übrigen Nuten der Reib-

fläche auf die radiale Höhe der zumindest einen Öffnung geführt ist und in Verbindung mit der Öffnung eine Verbindung bildet, die Ein- und Ausgang in der zweiten, das Turbinenrad enthaltenden Kammer hat.

- 5 56. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass im Bereich der Wandlerüberbrückungskupplung zumindest ein druckelastischer Speicher zur Aufnahme und
- Abgabe von Druckmedium vorgesehen ist, der bei einer Relativverdrehung der Reibpartner mit Druckmedium aus einer mit Druckmedium höheren
- 10 Drucks befüllten zweiten Kammer befüllt und in Folge der Relativverdrehung zur zweiten Kammer hin verschlossen und zur ersten, mit Druckmedium geringeren Drucks befüllten Kammer hin geöffnet wird, wodurch der druckelastische Speicher Druckmedium unter Einwirkung des Drucks der zweiten Kammer und den druckelastischen Speicher abgibt.

- 15 57. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass im Bereich der Wandlerüberbrückungskupplung zumindest ein druckelastischer Speicher zur Aufnahme und
- Abgabe von Druckmedium vorgesehen ist, der bei einer Relativverdrehung der Reibpartner mit Druckmedium aus einer mit Druckmedium höheren
- 20 Drucks befüllten zweiten Kammer entgegen der Wirkung eines Befüllwiderstands befüllt und in Folge der Relativverdrehung zur zweiten Kammer hin verschlossen und zur ersten, mit Druckmedium geringeren Drucks be-

füllten Kammer hin geöffnet wird, wodurch der druckelastische Speicher Druckmedium unter Mitwirkung des Befüllwiderstands abgibt.

58. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der zumindest eine druckelastische Speicher an dem Reibpartner angeordnet ist, der nicht den Reibbelag trägt.
59. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der zumindest eine druckelastische Speicher aus einem elastischen Material wie Gummi, dünnem Blech oder deren Kombination gebildet ist.
60. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass eine Volumenausdehnung des zumindest einen druckelastischen Speichers begrenzt ist.
61. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass eine Mehrzahl druckelastischer Speicher über den Umfang verteilt am Kolben vorgesehen ist.

62. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass drei bis 36, vorzugsweise 9 bis 24 druckelastische Speicher am Kolben angebracht sind.

5 63. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der zumindest eine druckelastische Speicher aus Blechformteilen gebildet und mit dem Kolben im wesentlichen dicht verbunden ist.

10 64. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der zumindest eine druckelastische Speicher aus einem einzigen Blechteil geformt sind.

15 65. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Befüllwiderstand aus einer Wand des zumindest einen druckelastischen Speichers gebildet ist.

20 66. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass eine Wand des zumindest einen druckelastischen Speichers unter Druckmediumsdruck elastisch verformt und nach Nachlassen des Drucks in seine Ursprungslage zurückkehrt.

67. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Wand als ein zwei Extrempunkte mit dazu unterschiedlichen Speichervolumina einnehmendes Schnappblech ausgebildet ist.

5

68. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Schnappblech zumindest an einem Extrempunkt von einem Anschlag begrenzt wird.

10 69. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Schnappblech beim Entleervorgang auf Anschlag geht.

15 70. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Kolben für das Schnappblech beim Entleervorgang einen Anschlag bildet.

20 71. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Kolben im Bereich einer Gegenreibfläche zu einem antriebsseitig drehfest angeordneten Reibbelag Öffnungen zur bei Relativverdrehung von Gegenreibfläche und Reibbelag wechselnder Verbindung der druckelastischen Speicher mit der ersten oder zweiten Kammer aufweist und dass im Reibbelag Nuten vorgesehen sind,

die bei Vorliegen von Schlupf über den Umfang abwechselnd die Öffnungen mit der ersten oder mit der zweiten Kammer verbinden.

5 72. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Nuten im Bereich der radialen Höhe der Öffnungen in Umfangsrichtung ein- oder beidseitig erweitert sind.

10 73. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass ein erstes, einen Reibpartner enthaltendes Bauteil eine mit einem zweiten, einen zweiten Reibpartner enthaltenden Bauteil bei zu vernachlässigender Relativverdrehung in Dichtkontakt bringbare Dichtung aufweist, wobei eine Dichtfläche am zweiten Bauteil für die Dichtung in Umfangsrichtung betrachtet eine Wellenstruktur in axiale Richtung aufweist.

15 74. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Dichtung am Kolben als erstem Bauteil vorgesehen ist.

20 75. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Dichtung am Außenumfang des Kolbens angeordnet ist.

76. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Dichtfläche am Gehäuse ausgebildet ist.
- 5 77. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Druckmedium von der ersten Kammer in die zweite Kammer gepumpt wird.
- 10 78. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Kolben mittels eines axial verlagerten Hilfskolbens, der von einem in einer dritten Kammer angelegten Betätigungsdruck beaufschlagt wird, betätigt wird und zwischen dem Kolben und dem Hilfskolben Druckmedium über den zumindest einen Kanal von der ersten Kammer in die zweite Kammer oder von der zweiten in die
- 15 erste Kammer zugeführt wird.
79. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest ein Reibpartner an der der Reibfläche abgewandten Seite eine mit einem Kühlmedium zumindest
- 20 teilweise befüllte Kühlmediumskammer der Reibpartner aufweist.

80. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Kühlmediumskammer radial innerhalb der Reibpartner erweitert ist.

5 81. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Kühlmediumskammer an der Außenseite des Gehäuses oder am Kolben angebracht ist.

10 82. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass zur Bildung der Kühlmediumskammer der Kolben oder das Gehäuse einen mit diesem fest und dicht verbundenen topfförmigen Ansatz aufweist.

15 83. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der topfförmige Ansatz mit dem Gehäuse oder dem Kolben fest verbunden wie verschweißt, verstemmt, verschnappt und abgedichtet ist.

20 84. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Kühlmedium Wasser oder ein zu einer Flüssigkeit verdichtetes Gas ist.

85. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Kühleffekt durch die Verdampfungsenthalpie des Kühlmediums bewirkt wird.
- 5 86. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass durch die Bildung von Gas eine Konvektion des Kühlmediums bewirkt wird.
- 10 87. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Konvektion durch Fliehkrafteinwirkung auf das flüssig/gasförmig verteilte Kühlmedium bewirkt wird.
- 15 88. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass durch eine Temperaturzufuhr im Bereich des Reibeingriffs das Kühlmedium eine gasförmige Phase des Kühlmediums gebildet und an einem radial innerhalb des Reibeingriffs gelegenen Teil der Kühlmediumskammer rekondensiert.
- 20 89. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass an der Turbine zumindest eine axial in Richtung Wandlerüberbrückungskupplung ausgerichtete Schaufel vorgesehen ist.

90. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die zumindest eine Schaufel aus der Turbine ausgestellt und/oder eine nicht umgelegte Lasche zur Befestigung einer Turbinenschaufel ist.

5

91. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die zumindest eine Schaufel mit dem Turbinenrad fest verbunden ist.

10

92. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die zumindest eine Schaufel auf radialer Höhe der Reibflächen der Wandlerüberbrückungskupplung angeordnet ist.

15

93. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass eine Mehrzahl von Schaufeln über den Umfang verteilt auf der Turbine angeordnet sind.

20

94. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Schaufeln aus einem mit dem Turbinenrad fest verbundenen Schaufelrad gebildet sind.

95. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass in dem Drehmomentwandler eine Pumpe angeordnet ist, die bei einer Relativverdrehung eines angetriebenen Teils und eines abtriebsseitigen Teils Druckmedium durch den zumindest einen Kanal fördert.

96. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Pumpe aus einem mit dem angetriebenen Teil fest verbundenen, mit zwei einander gegenüberliegenden Öffnungen versehenen Pumpenzylinder und einem in dem Pumpenzylinder verlagerbaren Pumpenkolben gebildet ist, wobei der Pumpenkolben bei Verdrehung des Pumpenzylinders unter Druck stehendes Druckmedium aus einer Druckmediumsleitung aufnimmt und in eine Zuführungsleitung zur Versorgung der ersten Kammer dosiert.

97. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das abtriebsseitige Teil, das den Pumpenzylinder aufnimmt, eine Nabe mit einer Druckzuleitung und einer Druckableitung ist.

98. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Pumpenkolben bei fehlender

Relativverdrehung von Gehäuse und Ausgangsteil der Wandlerüberbrückungskupplung die Druckzuleitung zur Druckableitung hin verschließt.

- 5 99. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest eine Pumpe mit einem Pumpenzylinder im Bereich der Reibpartner angeordnet ist, wobei jeweils einer von zwei einander gegenüberliegenden Eingängen mittels eines dazwischen angeordneten, zwischen diesen verlagerbaren Pumpenkolbens während einer Relativverdrehung alternierend mit Druckmedium aus der
- 10 ersten Kammer mit höherem Druck beaufschlagt wird und der jeweils andere Eingang mit einer Verbindung zur ersten Kammer verbindbar ist.
- 15 100. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Verbindungen der ersten Kammer mit einem und der zweiten Kammer mit dem anderen der zwei Eingänge über entsprechende, in einem der beiden Reibpartner vorgesehene, sich über den Umfang der Reibeingriffsfläche alternierend nach radial außen und radial innen mündend angeordnete Nuten gebildet werden.
- 20 101. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Nuten in den Reibbelag eingebracht sind.

102. Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass eine Mehrzahl über den Umfang verteilter Pumpen am Kolben angeordnet sind.

5 103. Verfahren zur Steuerung der Kühlung einer Wandlerüberbrückungskupplung eines Drehmomentwandlers, wobei die Wandlerüberbrückungskupplung durch einen Reibeingriff zwischen einem Gehäuseteil und einem Ausgangsteil des Drehmomentwandlers schaltbar ist und in einem schlupfenden oder nicht schlupfenden Betrieb des Reibeingriffs beidseits von den
10 Reibeingriff bildenden Mitteln eine mit einem Druckmedium befüllte Kammer gebildet wird, die durch zumindest einen Kanal in den Mitteln miteinander verbunden sind, dadurch gekennzeichnet, dass im schlupfenden Betrieb ein einzustellender Druckmediumsstrom zwischen den beiden Kammern größer ist als im nicht schlupfenden Betrieb.

15 104. Verfahren insbesondere nach Anspruch 103, dadurch gekennzeichnet, dass der Druckmediumsstrom im nicht schlupfenden Bereich begrenzt beziehungsweise abgestellt wird.

20 105. Verfahren insbesondere nach Anspruch 103 und/oder 104, dadurch gekennzeichnet, dass der Druckmediumsstrom mittels eines Ventils eingestellt wird.

106. Verfahren insbesondere nach einem der Ansprüche 103 bis 105, dadurch gekennzeichnet, dass der Druckmediumsstrom in Abhängigkeit von sich durch Schlupf überschneidenden Öffnungsquerschnitten in gegeneinander durch den Schlupf relativ verdrehten Bauteilen wie Reibpartnern der Wandlerüberbrückungskupplung eingestellt wird.

5

107. Erfindung mit einem in den Anmeldeunterlagen offenbarten Merkmal.

LuK Lamellen und
Kupplungsbau GmbH
Industriestr. 3
77815 Bühl

0759

5

Drehmomentübertragungseinrichtung

- 10 Die Erfindung betrifft einen hydrodynamischen Drehmomentwandler mit einem in einem Gehäuse aufgenommenen, von einer Antriebseinheit angetriebenen Pumpenrad, einem Turbinenrad, gegebenenfalls einem Leitrad, einer mittels zumindest eines einen Reibeingriff im Kraftweg zwischen einem Antriebsteil und einem Ausgangsteil des Drehmomentwandlers bildenden
- 15 Reibeingriffsmittels mit oder ohne Schlupf betreibbaren Wandlerüberbrückungskupplung und gegebenenfalls mit zumindest einem zumindest einstufigen, im Kraftfluss zwischen einem Antriebsteil wie Turbine und/oder Ausgangsteil der Wandlerüberbrückungskupplung und einem abtriebsseitigen Teil des Drehmomentwandlers angeordneten
- 20 Torsionsschwingungsdämpfer, wobei beidseits des Reibeingriffsmittels bei geschlossener oder schlupfender Wandlerüberbrückungskupplung jeweils eine mit einem Druckmedium zum Betreiben des Drehmomentwandlers befüllbare erste und zweite Kammer gebildet wird.
- 25 Ein dieser Gattung zugehöriger Drehmomentwandler ist beispielsweise in der DE 36 14 158 gezeigt, bei dem die Wandlerüberbrückungskupplung einen

Reibeingriff zwischen dem angetriebenen Gehäuse und einem axial verlagerbaren, drehfest auf einer Nabe als Ausgangsteil – hier unter Zwischenschaltung eines Torsionsschwingungsdämpfers aufgenommen ist. In diesem sogenannten zweikanaligen Drehmomentwandler trennt der Kolben in
5 eingerücktem Zustand der Wandlerüberbrückungskupplung zwei Kammern über den Reibbelag ab, so dass je nach herrschenden Druckverhältnissen in den beiden Kammern die Wandlerüberbrückungskupplung ein- und ausgerückt werden kann. Die Bildung des Reibeingriffs bis zum völligen Schließen der Kupplung bedingt einen Schlupf beider Reibungspartner gegeneinander,
10 wodurch Reibungswärme entsteht, die durch das Druckmedium nur unzureichend abgeführt werden kann. Hierdurch entstehen Überhitzungen im Bereich des Reibeingriffs, insbesondere am Reibbelag, wodurch dieser und vor allem das mit ihm in Verbindung kommende Druckmedium nachhaltig geschädigt oder gar zerstört werden kann.

15 Weiterhin kann es aus Komfortgründen wünschenswert sein, die Wandlerüberbrückungskupplung sanft, das heißt mit erhöhtem Schlupf einzurücken. Dies bedingt eine zusätzliche Entstehung von Wärme und einen effektiven Abtransport dieser.

20 Aufgabe der Erfindung ist daher einen Mechanismus zum Abtransport der durch Schlupfvorgänge entstehenden Wärme vorzuschlagen. Eine Überhitzung der Reibpartner, insbesondere des Reibbelags und des Druckmediums, soll wirksam

vorgebeugt werden. Die Bauform des zweikanaligen Wandlers soll dabei nach Möglichkeit erhalten bleiben. Die Integration einer Lösung in bestehende Bauformen soll in kostengünstiger Weise möglich sein. Die Schnittstellen zu einer Druckversorgungseinrichtung, zum Getriebe und die
5 Druckmediumsleitungen sollen nach Möglichkeit unverändert erhalten bleiben. Der Drehmomentwandler soll dennoch ökonomisch betrieben werden, das heißt insbesondere bei eingerückter, ohne Schlupf betriebenen Wandlerüberbrückungskupplung sollen die Druckmediumsflüsse über die Reibeingriffsflächen minimiert oder idealerweise unterbunden werden.

10

Die Aufgabe wird durch einen hydrodynamischen Drehmomentwandler gelöst, der ein in einem Gehäuse aufgenommenen, von einer Antriebseinheit angetriebenen Pumpenrad, einem Turbinenrad, gegebenenfalls einem Leitrad besteht und eine mittels zumindest eines einen Reibeingriff im Kraftweg zwischen einem
15 Antriebsteil und einem Ausgangsteil des Drehmomentwandlers bildenden Reibeingriffsmittels mit oder ohne Schlupf betreibbaren Wandlerüberbrückungskupplung sowie gegebenenfalls zumindest einen zumindest einstufigen, im Kraftfluss zwischen einem Antriebsteil wie beispielsweise einer Turbine und/oder einem Ausgangsteil der Wandlerüberbrückungskupplung und einem abtriebssei-
20 tigen Teil des Drehmomentwandlers angeordneten Torsionsschwingungsdämpfer aufweist, wobei beidseits des Reibeingriffsmittels bei geschlossener oder schlupfender Wandlerüberbrückungskupplung jeweils eine mit einem Druckmedium zum Betreiben des Drehmomentwandlers beziehungsweise zum Betätigen

der Wandlerüberbrückungskupplung befüllbare erste und zweite Kammer gebildet wird und beide Kammern mittels zumindest eines in dem Reibeingriffsmittel vorgesehenen Kanals verbindbar sind.

5 Dabei kann das Gehäuse des Drehmomentwandlers von der Antriebseinheit, beispielsweise von einer Brennkraftmaschine, einer Gasturbine, einem Elektromotor, und das Gehäuse drehfest mit dem Pumpenrad verbunden sein, so dass das Pumpenrad über das Gehäuse von der Antriebseinheit angetrieben wird. Die Wandlerüberbrückungskupplung stellt eine Verbindung zwischen einem an-

10 tribsseitigen Bauteil wie beispielsweise dem Gehäuse oder einem mit dem Gehäuse drehfest verbundenen Bauteil und einem ausgangsseitigen Bauteil wie beispielsweise der Getriebeeingangswelle, einer darauf drehfest angeordneten Turbinennabe oder einem auf der Getriebeeingangswelle oder auf der Nabe drehfest angeordneten Teil, zur Überbrückung der hydraulischen Strecke über

15 das Pumpenrad zum Turbinenrad, das mit einem Ausgangsteil des Drehmomentwandlers drehfest verbunden ist, dar.

Die Erfindung kann weiterhin in der Weise dargestellt werden, dass ein von einer Druckversorgungseinrichtung, beispielsweise einer Pumpe, die von der An-

20 triebseinheit oder von einem Elektromotor angetrieben werden kann, bereitgestellter Druckmediumsfluss über einen hydraulischen Pfad von einer Kammer in die andere an Reibeingriffsbereich vorbeigeführt ist, wobei ein axial in Abhängigkeit von den durch die Druckversorgungseinrichtung eingestellten Druck in den

beiden Kammern und dem daraus resultierenden Differenzdruck verstellbares Teil der Wandlerüberbrückungskupplung, beispielsweise ein axial verlagerbarer Kolben den Reibeingriff der Reibpartner herstellt und in den hydraulischen Pfad im Bereich der Reibpartner eine Strombegrenzungseinrichtung geschaltet ist, die steuerbar ist. Besonders vorteilhaft ist eine Selbststeuerung dieser, beispielsweise in Abhängigkeit vom Schlupf beziehungsweise von der Differenzdrehzahl, wobei die Steuerung unmittelbar durch entsprechend angeordnete und/oder ausgebildete Steuerbauteile oder mittelbar über sich durch den Schlupf einstellende Parameter, beispielsweise durch die bei Schlupf erniedrigte Viskosität infolge einer Erwärmung dieses durch Reibungswärme, nachfolgend in vorteilhaften – nicht zwangsweise erschöpfend aufgezählten - Ausführungsbeispielen näher erläutert.

Bei vorteilhaften Ausgestaltungsbeispielen kann die Wandlerüberbrückungskupplung einen Reibeingriff zwischen dem antriebsseitigen Bauteil und einem abtriebsseitigen Bauteil, beispielsweise einem drehfest und axial verlagerbar auf einem Abtriebsteil aufgenommenen Kolben, ausbilden. Der Reibeingriff des Reibeingriffsmittels kann dabei von zwei Reibpartnern gebildet werden, wobei ein Reibpartner zumindest ein Reibbelag und der andere zumindest eine dieser zugeordnete Gegenreibfläche sein kann. Im Bereich des Reibeingriffs trennt die eingerückte oder schlupfende Wandlerüberbrückungskupplung das Wandlervolumen in zwei Kammern, die mit unterschiedlichem Druckmediumsdruck betrieben werden können, wodurch der Kolben wie Steuerkolben, der die eine von der

anderen Kammer räumlich im wesentlichen trennen kann, durch den Druckunterschied axial so beaufschlagt werden kann, dass ein auf ihm angebrachter oder durch ihn angesteuerter Reibpartner in Eingriff mit dem anderen Reibpartner gebracht wird.

5

Die Ausgestaltung des Reibeingriffs kann beispielsweise mit einem Reibeingriffsmittel erfolgen, das aus einem Reibbelag und einer mit diesem in Reibeingriff bringbaren Gegenreibfläche besteht, wobei der Reibbelag an der antriebsseitigen Wirkkomponente der Kupplung, beispielsweise auf dem Gehäuse

10

direkt oder auf einem mit diesem fest verbundenen Flanschteil und die Gegenreibfläche auf dem Kolben oder auf einem mit diesem direkt oder zumindest drehfest mit einem Ausgangsteil des Wandlers verbunden ist, wobei die Gegenreibfläche auf dem korrespondierenden Bauteil – Ausgangs- oder Eingangsteil des Wandlers – angeordnet ist. Weiterhin kann das Reibeingriffsmittel aus ei-

15

nem Lamellenpaket aus aufeinander sich abwechselnden Reibbelägen und Scheiben mit Gegenreibflächen gebildet sein, die einerseits die mit dem Eingangsteil drehfest und andererseits mit dem Ausgangsteil drehfest verbunden sind, wobei sie axial unter Begrenzung durch Anschläge mittels des Kolben beaufschlagbar sind, beispielsweise können die Gegenreibflächen drehfest mit

20

dem Gehäuse und die Reibbeläge drehfest über ein Verbindungsmittel mit der auf der Getriebeeingangswelle drehfest angeordneten Nabe verbunden sein.

Eine weitere vorteilhafte Anordnung kann eine Reiblamelle vorsehen, die drehfest mit dem Ausgangsteil, beispielsweise der Nabe des Drehmomentwandlers

verbunden ist und von einem Kolben axial so beaufschlagt wird, dass beide
Seiten der Reiblamelle – eine mit dem Gehäuse und die andere mit Kolben – in
Reibeingriff gebracht wird, wobei die Reibfläche und dadurch das übertragbare
Drehmoment deutlich erhöht werden kann. Die Reibbeläge können dabei beid-
5 seitig auf der Reiblamelle oder auf dem Gehäuse und/oder dem Kolben ange-
ordnet sein. Es versteht sich, dass hierzu der Kolben vorteilhafterweise drehfest
mit dem Gehäuse verbunden sein kann. Hierzu wird eine Anordnung eines
Wandlers vorgeschlagen, die für sich unabhängig von mit Nuten versehenen
Reibeingriffsmitteln vorteilhaft sein kann und erfinderisch ist, die einen axial
10 verlagerbar und drehfest mit dem Gehäuse verbundenen Kolben vorsieht, der
verdrehbar auf einem Ausgangsteil des Wandlers, beispielsweise einer Nabe,
angeordnet und abgedichtet ist und radial außen mittels axial elastischer Ener-
giespeicher, beispielsweise mittels über den Umfang verteilter, an einem Ende
mit dem Kolben und am anderen Ende mit dem Gehäuse verbundener Blattfe-
15 dern am Gehäuse befestigt und zentriert ist. Besonders vorteilhaft kann dabei
die Befestigung der Blattfedern zumindest an einem Bauteil mittels einer Ver-
nietung sein, wobei die mittels aus dem Gehäuse und/oder aus dem Kolben
ausgestellter Nietwarzen erfolgt. Die Reiblamelle kann sich dabei bis unmittelbar
radial von innen an die Vernietung unter Wahrung eines Spalt ausdehnen, wo-
20 durch eine komplizierte Vernietung im radialen Ausdehnungsbereich der
Reiblamelle entfällt.

Vorteilhaft kann weiterhin sein, im Kraftfluss zwischen dem Antriebsteil und dem Abtriebsteil einen Torsionsschwingungsdämpfer vorzusehen. Dieser kann zur Dämpfung von Torsionsschwingungen beispielsweise dann wirksam sein, wenn über die Wandlerüberbrückungskupplung und/oder die Turbine Kraft übertragen wird. Hieraus leiten sich verschiedene vorteilhafte Anordnungsprinzipien ab. Es können für den Kraftpfad Antriebseinheit/Wandlerüberbrückungskupplung/Ausgangsteil und Antriebseinheit/Pumpenrad/Turbinenrad/Ausgangsteil verschiedene Torsionsschwingungsdämpfer verwendet werden oder es kann ein Torsionsschwingungsdämpfer verwendet werden, dessen Eingangsteil mit der Turbine und mit dem Ausgangsteil der Wandlerüberbrückungskupplung, beispielsweise dem Kolben verbunden ist. Auch kann es vorteilhaft sein nur einen Torsionsschwingungsdämpfer, entweder einer Wandlerüberbrückungskupplungsdämpfer oder einen Turbinendämpfer vorzusehen. Der zumindest eine Torsionsschwingungsdämpfer kann in an sich bekannter Weise ausgestaltet sein und ein aus gegeneinander entgegen der Wirkung von Energiespeichern wie beispielsweise Schraubenfedern und/oder Gummielementen oder dergleichen verdrehbaren Scheibenteilen als Ein- und Ausgangsteil gebildet sein, wobei eine oder mehrere Dämpferstufen seriell oder parallel zusammengeschaltet sein können und entsprechend vorteilhaft ausgestaltete Reibungseinrichtungen hierzu am Torsionsschwingungsdämpfer angeordnet sein können. Vorteilhaft kann beispielsweise die Integration eines Eingangsteils des Torsionsschwingungsdämpfers in die Wandlerüberbrückungskupplung sein, beispielsweise kann ein scheibenförmiges Eingangsteil von der Wandlerüberbrückungskupplung, bei-

spielsweise dem Kolben gebildet oder mit ihm fest verbunden sein. So kann beispielsweise die Reiblamelle das Eingangsteil eines Torsionsschwingungsdämpfer bilden, wobei der Torsionsschwingungsdämpfer radial innerhalb der Reibeingriff der Wandlerüberbrückungskupplung ausbildenden Reiblamelle sein.

Erfindungsgemäß weist zumindest ein Reibpartner eingearbeitete Nuten zur Herstellung des zumindest einen Kanals als Verbindung der beiden Kammern auf. Durch den Druckunterschied der beiden Kammern kommt es zu einer Durchströmung der Nuten und damit zu einer Kühlung der Reibeingriffsfläche, insbesondere des gegen Hitze empfindlichen Reibbelags. Durch die Erhöhung des Druckmediumsflusses wird dieses lokal weniger erhitzt und daher weniger zersetzt. Art und Anzahl der Nuten können vielfältig variiert werden. Es versteht sich, dass die Nuten in der Gegenreibfläche oder im Reibbelag eingebracht sein können oder Gegenreibfläche und Reibbelag mit Nuten versehen sein können, die sich insbesondere bei einer Relativverdrehung von Antriebs- und Abtriebsteil in ihren Profilen bezüglich ihrer Wirkungsweise, beispielsweise durch eine Vergrößerung des Querschnitts ergänzen können.

Besonders vorteilhaft kann es sein, den zumindest einen Kanal beziehungsweise die Nuten mit dem Druckmedium so zu durchströmen, dass während des Reibeingriffs der Druckmediumsstrom in Abhängigkeit vom Schlupf eingestellt werden kann, vorzugsweise durch eine Steigerung des Flusses mit zunehmendem

Schlupf. Vorteilhaft kann auch sein, den Fluss erst dann zu ermöglichen, wenn eine Relativverdrehung zwischen Antriebs- und Abtriebsteil, das heißt wenn Schlupf entsteht, was bedeutet, dass der Druckmediumsfluss erst dann entsteht, wenn beispielsweise durch Schlupf eine erhöhte Reibungsenergie in die Reibpartner eingetragen wird, also nur dann wenn eine Kühlung der Reibpartner notwendig ist. Im Falle der eingerückten Wandlerüberbrückungskupplung ist dann der Druckmediumsfluss beziehungsweise Druckmediumsstrom vernachlässigbar und die Pumpleistung zur Erzeugung des Druckmittelstroms kann entfallen, wodurch eine wirtschaftlichere Betriebsweise des Drehmomentwandlers resultiert, die sich beispielsweise bei einem Einsatz in einem Kraftfahrzeug durch einen verringerten Treibstoffverbrauch positiv bemerkbar macht. Durch diese vorteilhafte Anordnung kann außerdem die Wandlerüberbrückungskupplung zur Erhöhung des Komforts in schlupfender Weise ohne zu erwartende Dauerschäden betrieben werden. Vorteilhaft kann dabei sein, den Strom abhängig von einer Differenzdrehzahl zwischen Antriebseinheit und Ausgangsteil zu gestalten, wobei Detektions- und/oder Steuermittel der Differenzdrehzahl und/oder des Differenzdrucks in vorteilhafter Weise innerhalb des Wandler ohne zusätzliche von außen einwirkende Hilfsmittel, beispielsweise selbststeuernd die Einstellung einer schlupfabhängigen Betriebsweise der Kühlung der Reibpartner wie unten detailliert beschrieben bewirken können.

Der Differenzdruck steigt bei geschlossener oder schlupfender Wandlerüberbrückungskupplung mit zunehmendem von der Wandlerüberbrückungskupplung

zu übertragendem Moment, so dass es vorteilhaft sein kann, den Druckmediumsstrom nicht proportional zu diesem variabel einstellbaren Differenzdruck zwischen den beiden Kammern auszugestalten sondern beispielsweise bei geschlossener Wandlerüberbrückungskupplung den Druckmediumsstrom unabhängig von der Differenzdrehzahl zu drosseln oder abzuriegeln.

Ein vorteilhaftes Ausgestaltungsbeispiel kann die Auswahl der von Breite und Tiefe abhängigen Nutenquerschnitte, Nutenlänge und Anzahl in der Weise sein, dass der Fluss von Druckmedium durch diese von der Viskosität des Druckmediums abhängig ist, so dass bei einem aufgeheizten Reibeingriff infolge einer Relativverdrehung der beiden Reibpartner dieses erwärmt und infolge der abnehmenden Viskosität schneller durch die Nuten fließt und dabei über seine Wärmekapazität den Reibpartnern Wärme entzieht und diese kühlt. Hierdurch erfolgt eine direkte Steuerung des Druckmittelstroms durch die entstehende Wärme an den Reibpartnern. Bei geschlossener Wandlerüberbrückungskupplung sinkt die Wärmeentwicklung und der Fluss des Druckmediums nimmt durch eine Viskositätserrhöhung ab. Auf diese Weise können die entsprechend ausgestalteten Nuten als einstellbare Barriere für das Fluid wie Druckmedium dienen, weitere Beispiele sind unten angeführt.

Nach einem erfinderischen Gedanken kann im Bereich des Reibeingriffs zumindest eine Kühlfläche zur Kühlung der bei Schlupf erwärmten Reibpartner vorgesehen sein, wobei die Kühlfläche mit einem Wärmereservoir kleinerer Tempera-

tur wärmeleitend in Verbindung stehen kann und/oder die Kühlfläche einer erhöhte Oberfläche zur Abkühlung durch das Druckmedium aufweisen kann. Ein Ausführungsbeispiel sieht beispielsweise eine Kühlfläche am Gehäuse, Kolben oder einem mit dem einen oder anderen Teil verbundenen Bauteil vor.

5

Ein weiterer erfinderischer Gedanke sieht vor, in diese Kühlfläche Nuten einzuarbeiten, die in Art, Anzahl und/oder Ausgestaltung für sich oder in Verbindung mit einer viskositätsabhängigen Durchflusssteuerung des Druckmediums eingesetzt werden können. Die Fläche oder Kühlfläche – vorzugsweise aus Metall wie

10

Stahl, Grauguss, Aludruckguss, Metalllegierungen und dergleichen -, in der die Nuten eingebracht werden, kann eine am Gehäuse, an einem mit diesem zumindest drehfest verbundenen Bauteil, eine am Kolben und/oder eine an mit dem Kolben zumindest drehfest verbundenen Fläche sein, wobei mehrere Flächen zur Bildung eines Reibeingriffs mit mehreren Reibbelägen ebenfalls in den erfinderischen Gedanken einbezogen sind. Die Nuten können mittels Präge- oder Press-

15

verfahren direkt in die Gegenreibfläche eingeprägt, von der Seite der Gegenreibfläche oder von der der Gegenreibfläche abgewandten Seite des die Gegenreibfläche tragenden Bauteils durchgestellt sein, wobei mindestens eine Prägekante im Bereich der Gegenreibfläche abgerundet sein kann. Die Nuten werden dabei

20

von einem inneren Radius des als Reibpartner vorgesehenen, vorzugsweise ringförmigen Reibbelags zu einem äußeren Radius eingebracht, wobei es vorteilhaft sein kann, die eine Vielzahl von Nuten über den Umfang verteilt und geradlinig radial nach außen anzuordnen. Eine Erstreckung der Nuten in radiale

Richtung über den Reibbelag beziehungsweise die gemeinsame Reibeingriffsfläche hinaus kann ebenfalls vorteilhaft sein. Die Anzahl der Nuten kann zwischen 8 und 400, vorzugsweise zwischen 100 und 300 Nuten, eine Länge zwischen 10 und 50, vorzugsweise zwischen 10 und 30 mm betragen. Zur Optimierung der Nutengeometrie beziehungsweise der Geometrie der Gegenreibfläche zur Erzielung einer möglichst hohen Kontaktfläche zum Reibbelag und einer bei minimal gehaltenem Druckmediumsfluss sowie einer möglichst hohen Kontaktfläche zum Druckmedium, beispielsweise ATF, kann die Weite der Nuten zwischen 0,2 und 20mm, vorzugsweise zwischen 0,5 und 1mm und die Nuttiefe kleiner 0,3mm, vorzugsweise kleiner 0,15mm betragen. Ein Flächenverhältnis zwischen eingepprägten Nuten und aktiver Reibfläche im Bereich des Reibeingriffs kann vorteilhafterweise zwischen 2:1 und 1:20, vorzugsweise 1:1 und 1:10, was gegenüber einer planen Gegenreibfläche eine angenäherte aktive Gegenreibfläche zwischen 33% und 95%, vorzugsweise zwischen 50% und 91% bedeutet.

Ein Ausführungsbeispiel mit entsprechend vorgesehenen Nuten kann als Drehmomentwandler ausgebildet sein, bei dem die Nuten beidseitig in der zwischen dem Kolben und dem Gehäuse angeordneten Reiblamelle vorgesehen sind, wobei das Gehäuse und der Kolben jeweils zumindest einen Reibbelag, der mit der Reiblamelle in Reibeingriff bringbar ist, aufweisen können. Dabei können die Nuten der beiden Seiten der Reiblamelle sich über den Umfang verlaufend abwechseln, das heißt es kann eine Reiblamelle so ausgestaltet,

beispielsweise geprägt sein, beziehungsweise können die Nuten der Reiblamelle so durchgestellt sein, dass auf einer Seite der Reiblamelle das ein Tal einer Nut bildende Material auf der anderen Seite eine aktive Reibfläche bildet und umgekehrt. Hierbei können die Nuten im wesentlichen radial ausgerichtet sein. Diese entsprechend ausgestaltete Reiblamelle kann direkt ein Eingangsteil eines Torsionsschwingungsdämpfers bilden oder mit dem Eingangsteil des Torsionsschwingungsdämpfers verbunden, beispielsweise vernietet, verschweißt oder verschraubt sein.

Die so vorgesehenen Nuten können nach einem weiteren erfinderischen Gedanken durch eine porös ausgebildete Gegenreibfläche ersetzt werden, die den Druckmediumsstrom bei eingerückter oder schlupfender Wandlerüberbrückungskupplung in ähnlicher Weise begrenzen kann, beispielsweise in von der Viskosität des Druckmediums abhängiger Arbeitsweise. Eine derartige poröse Gegenreibfläche kann aus einem beliebigen porösen, mechanisch und gegen das Druckmedium stabilen Material gebildet sein. Als vorteilhaft haben sich Sintermaterialien wie Metall, Kunststoff, Keramik, Glas und deren Gemische erwiesen, wobei Gegenreibflächen aus Sintermetall unter anderem infolge der hohen Hitzebeständigkeit, geringer Stückkosten, hoher Abriebfestigkeit, hoher mechanischer Stabilität, sehr guter Verarbeitbarkeit mit anderen im Wandler verwendeten Materialien sowie guter Resistenz gegenüber dem Druckmedium besonders vorteilhaft sein kann. Die porösen Reibflächen können aus vorzugsweise ringförmig gestalteten Scheibenteilen gebildet sein, die an ein Bauteil zur Bildung

eines Reibeingriffs mit dem Reibbelag angebracht werden können, wobei dieses Bauteil eine gute Wärmeleitfähigkeit und/oder eine große Wärmekapazität zur Abführung der in das poröse Bauteil eingeführten Wärme zu erreichen, wobei ein guter Anlagekontakt des porösen Teils am Trägerteil von Vorteil sein kann.

5 Das poröse Scheibenteil wird wie andere Gegenreibflächen vorteilhafterweise am Gehäuse, am Kolben und/oder an einem mit diesen verbundenen Bauteil angebracht. Die Befestigung erfolgt durch einen Formschluss, beispielsweise durch Verstemmen, Verschrauben, eine Vernietung, die beispielsweise mittels aus dem Trägermaterial geformten Nietwarzen, auf die das poröse Scheibenteil
10 aufgesteckt und anschließend vernietet wird, erfolgen kann oder mittels einer Verklebung. Es versteht sich, dass derartige poröse Gegenreibflächen auch an Lamellenkupplungen und Reiblamellen vorteilhaft sein kann. Eine alternative Möglichkeit, den Reibkontakt auszugestalten, kann in besonderen Fällen darin bestehen, dass auf dem porösen Scheibenteil einseitig oder zweiseitig jeweils
15 zumindest ein Reibbelag aufgebracht, beispielsweise verklebt oder versintert wird, und diese Reibbeläge in herkömmlicher Weise einen Reibkontakt mit einer Gegenreibfläche in an sich bekannter Weise ausbilden.

Ein weiteres vorteilhaftes Ausgestaltungsbeispiel sieht einen Drehmoment-
20 wandler mit einem Reibeingriffsmittel aus mindestens zwei Reibpartnern mit jeweils einer Reibfläche vor, wobei der erste Reibpartner - beispielsweise der Reibbelag - zur Bildung des zumindest einen Kanals beziehungsweise zur Bildung über den Umfang verteilter Nuten, wobei diese sich nur begrenzt von ei-

5 nem Reibflächenumfang und der ersten Kammer her in die Reibfläche hinein
erstrecken und in der Reibfläche ein Ende bilden. Der dazu komplementäre
Reibpartner – beispielsweise die Gegenreibfläche – weist auf radialer Höhe
dieser Nutenden über den Umfang verteilte Öffnungen zu der zweiten Kammer
10 auf. Ein besonders vorteilhaftes Ausführungsbeispiel sieht einen Drehmoment-
wandler vor, bei dem der erste Reibpartner ein an dem Gehäuse befestigter
Reibbelag ist, der einen Reibeingriff mit der Gegenreibfläche des Kolbens aus-
bildet, wobei radial von innen her mit der ersten Kammer zwischen Kolben und
Gehäuse eine Verbindung bildende Nuten über die im Kolben vorgesehenen
15 Öffnungen eine Verbindung mit der zweiten Kammer bilden, insoweit sich die
Enden der Öffnungen überlappen. Die Öffnungen können dabei auch im Reib-
belag und die Nuten in der Gegenreibfläche vorgesehen sein, der Reibbelag
kann auf der Antriebsseite, beispielsweise dem Gehäuse oder auf der Ab-
triebsseite, beispielsweise dem Kolben, der Wandlerüberbrückungskupplung mit
20 einer dazu korrespondierenden Gegenreibfläche angeordnet sein. Die Nuten
können von radial innen oder radial außen in das Innere der Reibeingriffsfläche –
Reibbelag oder Gegenreibfläche – geführt sein. Derartige Anordnungen bilden
vorteilhafterweise eine mit zunehmendem Schlupf abnehmende Barriere für das
Druckmedium. Ohne Relativverdrehung sind die Öffnungen, die jeweils eine
25 Verbindung zu einer Kammer bilden, gegenüber den die andere Kammer ver-
bindenden Nuten ohne Relativverdrehung fixiert und bei entsprechender Anord-
nung und Anzahl von über den Umfang verteilten Nuten und Öffnungen kommt
nur eine begrenzte Anzahl von Nuten und Öffnungen aufeinander zu liegen, so

dass nur ein sehr kleiner, idealerweise gar kein Druckmediumsstrom von der einen Kammer zur anderen zustande kommt. Die Ausformung und Anordnung der Nuten ist zur Einstellung der Steuerung der Überlappung, zur Minimierung der Überlappung von Öffnungen und Nuten und zur Erzielung eines hohen Kühleffekts am Reibkontakt – insbesondere am Reibbelag - optimiert, so können beispielsweise die Nuten im Bereich ihres innseitigen Endes in Umfangsrichtung radial erweitert sein, die Nuten können tangential in Drehrichtung und/oder an ihrem Ende schmal mit erhöhtem Tiefenprofil und in Richtung der zu verbindenden Kammer, radial außen oder radial innen verbreitert mit einem geringeren Tiefenprofil, beispielsweise zur Erhöhung der effektiven Kühlfläche, ausgebildet sein. Weiterhin können Anzahl von Öffnungen und Nuten verschieden sein, so kann beispielsweise das Verhältnis von Nuten zu Öffnungen ein nicht natürliche Zahl bilden, so dass bei entsprechend eingestelltem Abstand, das heißt bei entsprechender Anzahl von Öffnungen oder Nuten eine Überlappung besonders effektiv minimiert werden kann. Besonders vorteilhaft kann es sein, die Anzahl von Öffnungen und Nuten als unterschiedliche Primzahlen zu wählen, so dass maximal eine Nut und eine Öffnung aufeinander zu liegen kommen, wenn der Schlupf abgeregelt wird und daher der Fluss von Druckmedium in diesem Betriebszustand minimiert werden kann.

Zur weitergehenden Abdichtung von eventuell überlappenden Öffnungen und Nuten können an der Nutseite oder vorzugsweise an der Öffnungsseite entsprechende Ventile zum Schließen der Verbindungen zwischen Nuten und Öffnun-

gen vorgesehen sein, die selbstschaltend sein können, beispielsweise in Abhängigkeit vom Differenzdruck der beiden Kammern. Auf diese Weise kann eine zusätzliche Barriere zwischen der ersten und zweiten Kammer geschaffen werden, die unabhängig vom Schlupf ist. Derartige Ventile können beispielsweise am Eingang der Öffnungen vorgesehen sein, wobei bewegliche Klappen oder Zungen einem Dichtsitz mit dem die Öffnungen umgebenden Material oder einem auf diesem angebrachten Dichtmaterial bilden können. Hierbei können die Klappen zwangsweise und vorzugsweise während des Schlupfs offen, beispielsweise entgegen der Wirkung einer Federkraft, gehalten sein und so eingestellt sein, dass bei einem vorgegebenen Differenzdruck die Klappen schließen. Die Federkraft kann gebildet werden, indem die Klappen komplett aus einem Ringteil oder einem Ringausschnitt für eine oder mehrere Klappen teilweise ausgestanzt und ausgestellt sind und federnd mit dem Ringteil oder dem Ringausschnitt verbunden sind. Das Ringteil kann dabei direkt mit dem die Öffnungen tragenden Bauteil wie Kolben verbunden, beispielsweise verschweißt, verpunktet, vernietet oder mittels eines Formschlusses verbunden sein. Um bei einer nach dem Schließen der Ventile sicheren Öffnung dieser bei erneut auftretendem Schlupf sicher zu stellen, kann zumindest eine im sich relativ zum Bauteil mit den Ventilen verdrehten Bauteil angebrachte Nut vorgesehen sein, die von dem radial entgegengesetzten Umfang der Reibfläche, von der aus die übrigen Nuten in Richtung Öffnungen geführt sind, als von derselben Kammer, mittels deren höherem Druck die Ventile geschlossen wurden, geführt ist. Diese Nut bildet eine Verbindung zu dieser Kammer, wodurch ein eventueller Unter-

druck aufgelöst und die entsprechenden Ventile unter Mitwirkung der anliegenden Federkraft geöffnet werden können.

Ein weiteres Ausführungsbeispiel nach dem erfinderischen Gedanken sieht
5 einen Drehmomentwandler vor, der im Bereich der Wandlerüberbrückungs-
kupplung zumindest einen druckelastischer Speicher zur Aufnahme und Abgabe
von Druckmedium aufweist, der bei einer Relativverdrehung der Reibpartner der
Wandlerüberbrückungskupplung mit Druckmedium aus einer mit Druckmedium
höheren Drucks befüllten zweiten Kammer befüllt und in Folge der Relativver-
10 drehung zur zweiten Kammer hin verschlossen und zur ersten, mit Druckmedium
geringeren Drucks befüllten Kammer hin geöffnet wird, wodurch der druckelasti-
sche Speicher das Druckmedium an die erste Kammer abgibt. Der druckelasti-
sche Speicher kann dabei so ausgestaltet sein, dass der Befüll- oder Entleervor-
15 gang durch einen druckelastischen Widerstand, beispielsweise einer Speicher-
wand, unterstützt wird oder dass der Entleervorgang in die erste Kammer durch
das auf den druckelastischen Speicher wirkende Druckmedium höheren Drucks
der zweiten Kammer nach dem Öffnen des druckelastischer Speichers zur er-
sten Kammer hin das Druckmedium durch Verformen des druckelastischen
20 Speichers unterstützt. Dabei kann es vorteilhaft sein, den zumindest einen druk-
kelastischen Speicher an dem Reibpartner anzuordnen, der nicht den Reibbelag
trägt, beispielsweise an der abgewandten Seite der Gegenreibfläche eines Kol-
bens oder an der Außenseite des Wandlergehäuses. Weiterhin kann sich der
druckelastische Speicher über den gesamten Umfang erstrecken oder in eine

Mehrzahl – beispielsweise 3 bis 36, vorzugsweise 9 bis 24 - kleinerer Speicher unterteilt sein, die jeweils separate Zugänge aufweisen. Der Speicher ist entgegen des Befüllwiderstands in seinem Volumen variabel und beispielsweise aus einem elastischen Material wie Gummi hergestellt, die Volumenausdehnung

5 kann durch die Elastizität des Speichers oder einen Anschlag begrenzt sein. Zur selbsttätigen Steuerung der Befüllung und Entleerung des druckelastischen Speicher kann der Speicher so ausgebildet sein, dass er mit Druckmedium der Kammer mit höherem Druck befüllt wird, anschließend mit der Kammer mit niedrigerem Druck verbunden wird, wobei die Kammer mit dem höheren Druck auf

10 den druckelastischen einwirkt und diesen komprimiert, wodurch der zumindest eine Speicher in die Kammer mit dem niedrigeren Druck entleert wird. Anschließend wird der Speicher wieder mit Medium der druckhöheren Kammer befüllt. Dieser Vorgang wird solange wiederholt, bis der Schlupf abgeregelt wird. In einer weiteren vorteilhaften Ausgestaltungsform können die druckelastischen Speicher

15 aus Blechformteilen oder aus Faltenbälgen aus Blech oder Kunststoff gebildet und mit dem Kolben im wesentlichen dicht verbunden sind. Besonders vorteilhaft kann es sein, die druckelastischen Speicher aus einem einzigen Blechteil zu formen. Der Befüllwiderstand kann aus einer Wand des zumindest einen druckelastischen Speichers gebildet sein, wobei die Wand als ein zwei Extrempunkte

20 mit dazu unterschiedlichen Speichervolumina einnehmendes Schnappblech ausgebildet sein kann. Hierbei kann das Schnappblech zumindest an einem Extrempunkt auf Anschlag gehen und damit das Füllvolumen begrenzen. Außerdem kann das Schnappblech beim Entleervorgang auf Anschlag gehen, wobei

der Kolben für das Schnappblech beim Entleervorgang einen Anschlag bilden kann.

Die Steuerung der Befüll- und Entleervorgänge des druckelastischen Speichers
5 kann nach dem erfinderischen Gedanken mittels sich über den Umfang abwechselnder Nuten in einem der Reibpartner, vorzugsweise im Reibbelag, erfolgen, wobei eine Nut von radial innen und die in Umfangsrichtung darauffolgende von radial außen an Öffnungen zum zumindest einen druckelastischen Speicher geführt ist und dabei der eine Nutentyp die Öffnungen von radial außen mit der
10 einen Kammer und der andere Nutentyp die Öffnungen mit der anderen Kammer verbindet, so dass eine wechselseitige Verbindung der Kammern dann eintritt, wenn Schlupf vorhanden ist, das heißt, wenn durch die Relativverdrehung der beiden Reibpartner die verschiedenen Nutentypen an den Öffnungen vorbeiführt. Die Nuten können hierzu – wie bei dem vorigen Ausführungsbeispiel erwähnt – eine zur Kühlung und Steuerung entsprechende Ausgestaltung aufweisen, beispielsweise können sie in Umfangsrichtung ein- oder beidseitig im radialen Bereich der Öffnungen erweitert sein und/oder zur besseren Kühlung entsprechend ausgestaltete Tiefen- und Breitenprofile und/oder flächige Ausgestaltungen der Nuten aufweisen, wobei die beiden Nutentypen nicht zwangsläufig
15 gleich oder symmetrisch aus gestaltet sein müssen sondern beispielsweise in Bezug auf ihre Führung von Druckmedium von radial außen nach innen oder umgekehrt mit den unterschiedlichen zur Verfügung stehenden Flächen, ihre unterschiedlichen Kühlungsfunktionen, unterschiedlich anliegenden Druckmedi-

20

umsdrücken entsprechend ausgestaltet und an diese – nicht erschöpfend angeführten – Bedingungen ausgestaltet sein können.

Nach einem weiteren erfinderischen Gedanken kann ein Drehmomentwandler an einem Reibpartner eine mit dem anderen Reibpartner bei zu vernachlässigender Relativverdrehung in Dichtkontakt bringbare Dichtung aufweisen, wobei an einer Dichtfläche für die Dichtung in Umfangsrichtung betrachtet eine Wellenstruktur in axiale Richtung vorgesehen ist. Diese Wellenstruktur bewirkt, dass bei nicht schlupfenden Kupplungsbauteilen sich die Dichtung dichtend an die Wellenstruktur anlegen kann, während bei einer Relativverdrehung der beiden Teile gegeneinander die Dichtstruktur nicht so schnell an die Wellenstruktur angepasst werden kann und daher ein Dichtspalt entstehen kann, der die beiden Kammern verbindet, wodurch infolge eines Druckgefälles von einer Kammer zur anderen Kammer ein Druckmediumsstrom eingestellt werden kann, der zur Kühlung des Reibeingriffs während einer Betriebsweise mit Schlupf beiträgt. In einem vorteilhaften Ausführungsbeispiel kann die Dichtung so angeordnet sei, dass sie durch die Flussrichtung des Druckmediums selbstverstärkend wirksam ist. Beispielsweise kann die Dichtung an einem Kolben mit einem Reibpartner angebracht werden, der in Reibeingriff mit dem den anderen Reibpartner aufweisenden Gehäuse bringbar ist, wobei am Gehäuse die wellenartige Dichtfläche vorgesehen ist. Empfehlenswert ist die Anbringung dieser Dichtungseinrichtung radial außerhalb des Reibeingriffs, vorzugsweise am Außenumfang des Kolbens, in besonderen Ausgestaltungsbeispielen kann auch radial innerhalb des Reibein-

griffs abgedichtet werden und/oder die Dichtung zwischen den beiden Kammern am Gehäuse oder einem mit diesem verbundenen Bauteil mit einer entsprechenden Dichtfläche am Kolben oder einem anderen abtriebsseitigen Bauteil der Wandlerüberbrückungskupplung angeordnet sein.

5

Die Betriebsweise eines vorteilhaft ausgestalteten Drehmomentwandlers gemäß des erfinderischen Gedankens sieht vor, dass von einer extern, beispielsweise im Getriebe, angeordneten Druckversorgungseinrichtung Druckmedium über eine Zuleitung in den Wandler gepumpt wird und über eine im Druck einstellbare
10 Ableitung den Wandler wieder verläßt. Im Druckmediumsfluß zwischen den Zu- und Ableitung ist die Wandlerüberbrückungskupplung angeordnet, die im eingerückten oder schlupfenden Betrieb den Wandler in zwei Kammern unterteilt, wobei eine als erste Kammer bezeichnete von der als zweite Kammer, in der die Turbine, das Pumpenrad und gegebenenfalls das Leitrad untergebracht sind, be-
15 zeichnete Kammer abgetrennt ist. Gegebenfalls in den Kraftweg einzugliedernde Torsionsschwingungsdämpfer können in der ersten und/oder zweiten Kammer untergebracht sein. Die Wandlerüberbrückungskupplung wird durch einen an eine Kammer angelegten Druckmediumsdruck in Reibeingriff gebracht, wobei vorteilhafterweise ein axial verlagerbarer oder axial in radialer Höhe des Rei-
20 beingriffs deformierbarer Kolben, der die beiden Kammern voneinander trennen und hierzu entsprechend abgedichtet sein kann, durch den Druck beaufschlagt wird. Die Druckrichtung kann in der Weise ausgestaltet sein, dass die Druckerhöhung durch die Druckversorgungseinrichtung in die erste Kammer eingespeist

wird, dadurch den Kolben beaufschlagt und einen Reibeingriff mit der Antriebsseite bewirkt, wobei das durch den zumindest einen Kanal wie Nuten fließende Druckmedium die sich bei Schlupf erwärmenden Reibpartner kühlt und anschließend in ein Druckmittelreservoir, das das im Kraftfluß nachgeschaltete Getriebe sein kann, abgeführt werden kann. Es kann nun von Nachteil oder sogar schädlich sein, wenn stark angewärmtes Druckmedium in das Druckmittelreservoir gelangt. Es kann daher nach einem weiteren erfinderischen Gedanken besonders vorteilhaft sein, wenn die Flussrichtung umgedreht und die erste Kammer mit Druck beaufschlagt wird und das Druckmedium nicht durch den Wandler vorgewärmt wird sondern mit niedriger Anfangstemperatur in Kontakt mit dem Reibflächen kommt. Hierzu kann das Druckmedium beispielsweise über einen Ölkühler vorgekühlt werden.

Hierzu kann eine andere Anordnung der Wandlerüberbrückungskupplung angezeigt sein, die einen axial verlagerbaren Kolben vorsieht, der auf einem antriebsseitigen oder abtriebsseitigen Bauteil wie Nabe verdrehbar angeordnet ist und einen Reibeingriff mit einem Antriebsteil vorsieht, das axial zwischen Kolben und Turbine angeordnet ist, so dass der beaufschlagende Druckmediumsdruck den Kolben axial in Richtung Turbine beaufschlägt. Das zwischen Kolben und Turbine angeordnete Antriebsteil kann beispielsweise ein mit dem Gehäuse fest verbundenes, radial von dem Gehäuseumfang nach innen geführtes Flanschteil sein.

Ein weiteres Ausführungsbeispiel zur Verbesserung der Druckmittelführung kann einen Drehmomentwandler vorsehen, dessen Kolben mittels eines axial verlagerten Hilfskolbens beaufschlagt wird, wobei der Hilfskolben von einem Druckmittel beaufschlagt wird, das einer dritten Kammer, die der Hilfskolben von der ersten Kammer abtrennt, zugeführt wird und zwischen dem Kolben und dem Hilfskolben Druckmedium über den ersten Kanal dem zweiten Kanal oder über den zweiten Kanal zum ersten Kanal als Kühlfluid zur Kühlung der Reibpartner gepumpt wird. Dabei ist der Hilfskolben vorteilhafterweise axial zwischen einem radial verlaufenden Gehäuseteil und dem Kolben angeordnet. Weiterhin kann der Kolben einen Reibeingriff zu mindestens einem mit dem Gehäuse fest verbundenen Reibpartner ausbilden, besonders vorteilhaft ist die Gestaltung des Kolbens als Beaufschlagungsmittel für eine Lamellenkupplung, deren Lamellen mit dem Ausgangsteil des Wandlers, beispielsweise mit einem auf einer Ausgangsnabe angeordneten Torsionsschwingungsdämpfer, verbunden ist und deren Gegenreibflächen mit dem Außenumfang des Gehäuses mit Ausnahme eines endseitigen, dem Kolben gegenüberliegenden fest mit dem Gehäuse verbundenen Anschlags axial verlagerbar und drehfest verbunden sind.

Eine in Verbindung mit den genannten Ausführungsbeispielen oder für sich betrachtete vorteilhafte Ausführung eines Drehmomentwandlers nach dem erfinderschen Gedanken sieht eine Kühlfläche vor, die in wärmeleitender Verbindung mit einem Reibpartner steht und eine wärmeleitende Verbindung zu einem Kühlmediumsspeicher oder -kammer zur Bildung einer Wärmetransporteinrich-

tung aufweist. Dieser Kühlmediumsspeicher kann ein Volumen ausbilden, das zumindest teilweise mit einem Kühlmedium oder -fluid befüllt ist und bei Erwärmung der Reibpartner diesen Wärme entzieht. Ein erfindungsgemäßer Kühlmediumsspeicher kann radial nach innen von den Reibeingriffsflächen weg erweitert sein, wodurch bei entsprechender Abstimmung des Kühlmediums eine Verdampfung dessen durch die sich beim Reibeingriff bildende Wärme erfolgt, die gasförmige Phase wird infolge der Fliehkraft des sich drehenden Gehäuses und damit des an diesem befestigten Kühleispeichers infolge der geringeren Dichte nach radial innen beschleunigt und kann an dem kühleren Teil des Kühlmediumsspeichers rekondensieren und wird als Flüssigkeit wieder nach außen beschleunigt. Ein derartiger Kühlkreislauf kann lokal auftretende Wärme im Reibflächenbereich abführen. Der Kühlmediumsspeicher wird vorteilhafterweise mittels eines – vorzugsweise außerhalb - auf dem Gehäuse angebrachten, beispielsweise verschweißten, und wirksam abgedichteten topfförmigen Teils gebildet werden. In besonderen Fällen kann der Kühlmediumsspeicher auch auf dem Kolben oder einem anderen drehbaren Bauteil des Wandlers vorgesehen werden. Als Kühlfluid können alle Stoffe mit einer für diesen Zweck wirksamen Verdampfungsenthalpie, beispielsweise Wasser, ein zu einer Flüssigkeit verdichtetes Gas oder dergleichen vorteilhaft sein. Auch kann es vorteilhaft sein entsprechende Stoffe zur Kühlung durch Nutzung von Schmelzenthalpien wie festes Natrium oder dergleichen einzusetzen.

Ein weiteres vorteilhaftes Ausführungsbeispiel zur Kühlung der Reibeingriffsflächen sieht einen Drehmomentwandler vor, dessen Turbine zumindest eine axial in Richtung Wandlerüberbrückungskupplung ausgerichtete Schaufel aufweist. Vorteilhaft ist eine Ausgestaltung von mehreren, über den Umfang verteilten Schaufeln. Die Schaufeln können aus der Turbine ausgestellt sein oder an dieser befestigt, beispielsweise verschweißt, vernietet, verbördelt oder dergleichen sein. Vorteilhafterweise sind die Schaufeln auf radialer Höhe der Reibpartner angeordnet und so ausgerichtet beziehungsweise geformt, dass sie die Relativgeschwindigkeit von Druckmedium an dem ihnen zugewandten Seite erhöhen und damit eine erhöhte Wärmeabfuhr bewirken. Der Kühleffekt ist dann besonders effektiv, wenn in einem Ausführungsbeispiel mit der Turbine benachbartem Kolben eine Relativverdrehung zwischen Turbine und Kolben stattfindet. Eine Anordnung der Schaufeln auf der Turbine kann ebenfalls vorteilhaft sein, wenn die Schaufeln auf einem Schaufelrad – beispielsweise aus bezogen auf die Turbine anderem Material – angeordnet sind, wobei das Schaufelrad mit der Turbine drehfest verbunden ist und die Schaufeln aus dem Schaufelrad ausgestellt sein können.

Nach dem erfinderischen Gedanken kann ein weiteres Ausgestaltungsbeispiel einer schlupfabhängigen Kühlung der Reibpartner einen Drehmomentwandler vorsehen, in eine Pumpe angeordnet ist, die selbsttätig wirkend bei einer Relativverdrehung eines angetriebenen Teils und eines abtriebsseitigen Teils Druckmedium durch den zumindest einen Kanal fördert. Hierzu kann eine Pumpe vor-

gesehen sein, die nach dem Prinzip einer Dosierpumpe arbeitet und von einer Druckmittelleitung mit hohem Druckmediumsdruck Druckmedium in eine Leitung mit niedrigem Druck in Abhängigkeit vom Schlupf dosiert. In diesen Kreislauf ist die Reibeingriffsfläche der Wandlerüberbrückungskupplung einbezogen und die

5 Pumpe kann an nahezu beliebiger Stelle angeordnet werden. Zur selbsttätigen Steuerung der Pumpe in Abhängigkeit vom Schlupf kann eine besonders vorteilhafte Ausgestaltung die Anordnung der Pumpe im Bereich der Drehachse der Antriebswelle beziehungsweise der Getriebeeingangswelle vorsehen, wobei die Pumpe beispielsweise aus einem als Pumpenzylinder ausgestalteten Pumpengehäuse, in dem ein Pumpenkolben verlagerbar geführt ist, mit je einer Öffnung

10 am Ende des Pumpenzylinders gebildet sein kann und das Pumpengehäuse mit einem Antriebsteil, beispielsweise einem Gehäuseteil oder einer Führungsnahe drehfest verbunden ist. Die Zuführung des Druckmediums und dessen Ableitung in Richtung Reibpartner sind über das Ausgangsteil des Wandlers, beispielsweise über die Nabe der Turbine auf die Öffnungen der Pumpe geführt. Tritt nun eine Relativverdrehung zwischen Antriebs- und Abtriebsteil ein wird das Pumpengehäuse im Abtriebsteil verdreht und alternierend an den Leitungen zur Zu- und Abfuhr des Druckmediums vorbeigeführt, wobei der Pumpenkolben alternierend eine aus der Zuleitung im Pumpengehäuse aufgenommene Druckmedi-

15 umsmenge über die Ableitung zu den Reibpartnern pumpt. Bei nachlassender Relativverdrehung kann der Pumpenkolben ein dichtendes Ventil für die Zuleitung bilden.

20

Ein weiteres vorteilhaftes Ausführungsbeispiel einer schlupfabhängigen Versorgung der Reibpartner mit Druckmedium mittels einer Pumpe sieht zumindest eine, vorteilhafterweise mehrere über den Umfang verteilte Pumpen wie Dosierpumpen im Bereich des Reibeingriffs der Wandlerüberbrückungskupplung vor, wobei – wie zuvor bereits beschrieben – ein Reibpartner über den Umfang alternierend von radial außen und von radial innen in der Reibfläche endende Nuten aufweist, die mit Öffnungen im dazu korrespondierenden Reibpartner bei Überlappung zusammenwirken und jeweils eine Verbindung zur ersten beziehungsweise zweiten Kammer herstellen. In diesem Ausführungsbeispiel sind jeweils zwei in Umfangsrichtung benachbarte Öffnungen mit den Öffnungen einer Dosierpumpe mit Pumpenzylinder und darin verlagerbarem Pumpenkörper verbunden. Bei einer Relativverdrehung der Reibpartner überlagern sich die Öffnungen der Dosierpumpen mit den Nuten so, dass sich an den Pumpenöffnungen stets eine Überlappung einer druckseitigen Nut mit einer Öffnung und eine Überlappung einer drucklosen Nut mit der anderen Öffnung der Dosierpumpen ergibt. Dadurch bildet sich ein Zustand aus, bei dem von der Druckseite her die Dosierpumpen mit Druckmedium bis zum Anschlag des Pumpenkörpers am Pumpengehäuse befüllen und bei weiterer Verdrehung die Öffnungen gegenüber den Nuten verlagert werden, so dass die Verbindung der Öffnungen mit den Kammern umgekehrt wird und das Druckmittelvolumen in der Pumpe in die drucklose Kammer beziehungsweise in die Kammer mit dem geringeren Druck dosiert wird. Dieses Wechselspiel von Befüllen und Entleeren der Dosierpumpe und damit eine Dosierung von Druckmedium über die Reibpartner zu deren Kühlung

setzt sich fort, bis der Schlupf abgeregelt wird und findet in jeder der über den Umfang verteilten Dosierpumpen statt.

Ergänzend oder alternativ zu den beschriebenen Anordnung kann nach dem
5 erfinderischen Gedanken ein Verfahren zur Steuerung der Kühlung einer
Wandlerüberbrückungskupplung eines Drehmomentwandlers vorteilhaft sein,
wobei die Wandlerüberbrückungskupplung durch einen Reibeingriff zwischen
einem Gehäuseteil und einem Ausgangsteil des Drehmomentwandlers schaltbar
ist und in einem schlupfenden oder nicht schlupfenden Betrieb des Reibeingriffs
10 beidseits von den Reibeingriff bildenden Mitteln eine mit einem Druckmedium
befüllte Kammer gebildet wird, die durch zumindest einen Kanal in den Mitteln
miteinander verbunden sind und im schlupfenden Betrieb ein einzustellender
Druckmediumsstrom zwischen den beiden Kammern größer ist als im nicht
schlupfenden Betrieb. Dabei kann in einem weiter ausgestalteten Verfahren der
15 Druckmediumsstrom im nicht schlupfenden Bereich begrenzt beziehungsweise
abgestellt werden, beispielsweise mittels eines Ventils eingestellt wird. Weiterhin
kann das Verfahren vorsehen, dass der Druckmediumsstrom in Abhängigkeit
von sich durch Schlupf überschneidenden Öffnungsquerschnitten in gegenein-
ander durch den Schlupf relativ verdrehten Bauteilen wie Reibpartnern der
20 Wandlerüberbrückungskupplung eingestellt wird.

Zusammenfassend kann die Erfindung als Strombegrenzungs-, Stromregel-
und/oder Stromsteuerungseinrichtung in ölhydraulischer Betrachtungsweise

beschrieben werden, die bei geöffneter Wandlerüberbrückungskupplung überbrückt und bei schlupfender und/oder eingerückter Wandlerüberbrückungskupplung im Bereich des Reibeingriffs zwischen Antriebsseite – beispielsweise einem Gehäuseteil des Wandlers – und der Abtriebsseite – beispielsweise dem

5 Kolben der Wandlerüberbrückungskupplung wirksam ist. Dabei erfolgt die Regelung oder Ansteuerung der Stromregeleinrichtung direkt in Abhängigkeit vom Schlupf oder einem Parameter, der in Beziehung mit dem Schlupf steht, vom Schlupf beeinflusst oder bestimmt wird, beispielsweise die Differenzdrehzahl zwischen Antriebs- und Abtriebsseite der Wandlerüberbrückungskupplung, der

10 Öffnungs-, beziehungsweise Schließdruck zum Betätigen der Wandlerüberbrückungskupplung, die Druckmediumstemperatur insbesondere im Bereich des Reibeingriffs oder – mittels eines separaten Sensors erfasst – zur Steuerung des Druckmediumsflusses in Verbindung mit einem im hydraulischen Pfad vorgesehenen Druckbegrenzungsventils zur Steigerung des Flusses bei ansteigender

15 Druckmediumstemperatur, die Viskosität des Druckmediums, die Reibbelagtemperatur oder dergleichen, wobei dem erfinderischen Gedanken entsprechend eine Kombination zweier oder mehrerer Einflussgrößen besonders vorteilhaft zur Ansteuerung der Stromregeleinrichtung sein kann, um beispielsweise eine optimale Kühlung der Reibeingriffsflächen bei ökonomisch begrenztem

20 Druckmediumsfluss und/oder -druck zu erzielen.

Nach dem erfinderischen Gedanken kann es in speziellen Anwendungsfällen vorteilhaft sein, die in den Anmeldungsunterlagen vorgeschlagene Wandlerüber-

brückungskupplung als Kupplung, beispielsweise als Anfahrkupplung, separat vorzusehen und auf eine Kopplung mit einem Drehmomentwandler zu verzichten. In diesen Fällen kann diese Kupplung eine den üblichen Reibungskupplungen entsprechende Aufgabe erfüllen. Ein Einsatz in Verbindung mit manuell oder
5 automatisch schaltbaren Getrieben mit diskreten Übersetzungsstufen sowie insbesondere mit CVT-Getrieben kann besonders vorteilhaft sein. In Ausführungsbeispielen nach einem erfinderischen Gedanken kann diese Kupplung in Verbindung mit antriebsseitigen Schwungmassen wie Schwungrädern, beispielsweise geteilten Schwungrädern oder Einrichtungen mit Zweimassen-
10 schwungeffekt, beispielsweise gegeneinander relativ entgegen der Wirkung zumindest eines Energiespeichers und gegebenenfalls einer Reibeinrichtung verdrehbare Schwungmassen, vorgesehen sein. Die Kupplung kann dabei in Aggregaten wie dem Getriebe oder der Antriebseinheit integriert sein und von einer in einem dieser Aggregate vorhandenen Druckversorgungseinrichtung wie
15 Ölpumpe mit Druckmedium versorgt werden.

Die Erfindung wird anhand der Figuren 1 bis 35 näher erläutert. Dabei zeigen:

Figur 1 eine schematische Darstellung eines Drehmomentwandlers nach dem erfinderischen Gedanken,

20 Figuren 2 bis 8 Ausführungsbeispiele erfinderischer Drehmomentwandler im Schnitt,

Figuren 9 bis 12 vorteilhafte Ausgestaltungsbeispiele der Wandlerüberbrückungskupplung,

- Figur 13 ein Ausgestaltungsbeispiel eines Reibpartners,
- Figur 13a ein Detail aus Figur 13,
- Figur 14 eine Ansicht eines Kolbens mit druckelastischen Speichern,
- 5 Figur 15 ein Schnitt entlang der Linie A-A des Kolbens der Figur 14,
- Figuren 16a bis 20b vorteilhafte Ausgestaltungsbeispiele von Wandlerüberbrückungskupplungen mit druckelastischen Speichern,
- Figur 21 ein Ausgestaltungsbeispiel der Wandlerüberbrückungskupplung des Drehmomentwandlers der Figur 3,
- 10 Figur 22 ein Schnitt durch das Ausgestaltungsbeispiel der Figur 21 entlang der Linie B-B,
- Figuren 23 und 24 vorteilhafte Ausgestaltungsbeispiele von Wandlerüberbrückungskupplungen,
- Figur 25 eine weitere Ausgestaltung der Wandlerüberbrückungskupplung des Drehmomentwandlers der Figur 8,
- 15 Figur 26 ein Detail Y der Figur 25,
- Figur 27 das Detail Y der Figur 25 in Ansicht X,
- Figur 29 das Detail Y aus Figur 25 in Ansicht W,
- Figuren 29a bis 29k verschiedene vorteilhafte Strukturen von Reibbelägen,
- 20 Figur 30 ein weiteres Ausführungsbeispiel eines erfindungsgemäßen Drehmomentwandlers,
- Figur 31 eine weitere vorteilhafte Ausgestaltung des Kolbens des Drehmomentwandlers der Figur 2,

Figur 32a und 32b Schnitte durch den Kolben der Figur 31 entlang der Linie C-C bei unterschiedlichen Funktionszuständen des Kolbens,

Figur 33 einen Teilschnitt durch einen Drehmomentwandler mit einer Dichteinrichtung am Kolbenumfang,

Figuren 34a und 34b Schnitte entlang der Linie D-D des Kolbens der Figur 33 bei verschiedenen Funktionszuständen

und

Figur 35 ein Ausführungsbeispiel eines Drehmomentwandlers mit einer speziell ausgestalteten Kühlfläche im Bereich der Reibpartner.

Die Figur 1 zeigt schematisch einen Drehmomentwandler 1 mit einer von einer Antriebseinheit 2, beispielsweise, einer Brennkraftmaschine, einer Elektromaschine, einer Gasturbine oder einem Hybridantrieb, angetriebenen Antriebswelle 3, die – vorzugsweise axial flexibel - mit einem Gehäuseteil 4 des Drehmomentwandlers 1 kraftschlüssig oder fest verbunden ist. Das Gehäuseteil 4 ist mit dem Pumpenrad 5 drehfest verbunden, wobei das Pumpenrad 5 ein weiteres Gehäuseteil bilden kann oder mit einem weiteren mit dem Gehäuseteil 4 fest und dichtend verbundenen Gehäuseteil drehfest verbunden sein kann. Das in sich geschlossene und nach außen abgedichtete Gehäuse 4a ist mit Druckmedium befüllt, das als Wandlermedium bei rotierendem Pumpenrad 5 ein diesem zugeordnetes Turbinenrad 6 antreibt. Das Turbinenrad 6 ist drehfest über eine Nabe

mit der Getriebeeingangswelle 7 verbunden, die das eingeleitete Drehmoment auf das Getriebe 8 wie Geschwindigkeitswechselgetriebe, beispielsweise ein Schaltstufenautomat, ein CVT-Getriebe mit Umschlingungsmittel oder Reibrädern oder dergleichen, und von dort an zumindest ein Antriebsrad 9 eines Kraftfahrzeugs überträgt. Zur Wandlung des Drehmoments in bestimmten Drehzahlbereichen ist in dem gezeigten Ausführungsbeispiel ein ansonsten optionales Leitrad 10, das sich mittels eines Freilaufs 11 gegen ein fest angeordnetes Gehäuseeteil 12, beispielsweise einem rohrförmig axial erweiterten Hals des Getriebegehäuses abstützt.

Der Kraftfluss über Pumpenrad 5 und Turbinenrad kann mittels einer Wandlerüberbrückungskupplung 13 überbrückt werden. Hierzu ist zwischen einem Antriebsteil – hier dem Gehäuseteil 4 und einem axial verlagerbaren, mittelbar oder unmittelbar mit einem Ausgangsteil 7 wie der Getriebeeingangswelle oder einer auf dieser drehfest angeordneten Nabe, die auch die Turbine 6 aufnehmen kann, angeordneten Bauteil 16, beispielsweise einem axial verlagerbaren Kolben, jeweils zumindest ein Reibpartner 14, 15, die bei axialer Verlagerung des Bauteils 16 in Reibeingriff zueinander gebracht werden, wobei ein Reibpartner 14, 15 ein Reibbelag und der andere eine Gegenreibfläche, beispielsweise eine Metallfläche mit entsprechender vorteilhafter Oberflächenrauigkeit sein kann. Der Reibeingriff der Reibpartner kann bei Schlupf, das heißt bei einer Differenzdrehzahl zwischen dem Gehäuseteil 4 und dem Kolben 16, und ohne Schlupf bei vernachlässigbarer Differenzdrehzahl erfolgen. Die Steuerung des Reibein-

griffs erfolgt durch Einstellung eines Druckunterschieds in den beiden mit Druckmedium zumindest teilweise befüllten oder durchströmten Kammern 17, 18 mittels der Druckversorgungseinrichtung 19, deren Druck mittels eines Druckbegrenzungsventils limitiert sein kann. Bei einem gegenüber der Kammer 17 erhöhten Druck in der Kammer 18 wird in dem gezeigten Ausführungsbeispiel der Kolben 16 in Reibeingriff mit dem Gehäuse gebracht. Die Höhe des Druckunterschieds bestimmt dabei, ob die Wandlerüberbrückungskupplung 13 schlupfend oder ohne Schlupf betrieben wird. Bei vernachlässigbaren Druckunterschied kann der Kolben 16 mittels eines Energiespeicher und/oder durch Einbau einer – nicht dargestellten - Drossel wie beispielsweise Druckbegrenzungsventil in den Druckmediumsfluss zwischen der Wandlerüberbrückungskupplung 13 und dem Ablauf 20 zurückgestellt und dadurch die Wandlerüberbrückungskupplung 13 geöffnet werden. Der Druckmediumspfad gestaltet sich aus dem Teilpfad 19a in die Kammer 18 und dem Teilpfad 19b in das Druckmittelreservoir 20. Die Pumpe 20a wird aus dem Druckmittelreservoir 20a mit Druckmedium versorgt, dabei können die Reservoirs 20, 20a identisch oder miteinander – vorteilhafterweise unter Zwischenschaltung einer Kühleinrichtung - verbunden sein. Es versteht sich, dass auch eine umgekehrte Führung des Druckmediums vorteilhaft sein kann, indem die Pumpe 19 das Druckmittel zuerst in die Kammer 17 und dann in die Kammer 18 durch die Reibpartner 14, 15 fördert. Die Kammern 17, 18 sind gegeneinander so abgedichtet, dass ein Austausch von Druckmedium im wesentlichen nur über den Bereich des Reibeingriffsmittels 21 erfolgt.

Nach dem erfinderischen Gedanken erfolgt die Ausbildung des Reibeingriffsmit-
tels 21 mit den Reibpartner 14, 15 nun in der Weise, dass der Fluss des Druck-
mediums über die Reibpartner 14, 15 gesteuert werden kann, dass also im hy-
5 draulischen Pfad 19a, 19b zwischen den beiden Kammern 17, 18 eine Stromre-
gelungs- beziehungsweise eine Strombegrenzungseinrichtung 22 wirksam ist,
die den Druckmediumsstrom oder -fluss den Erfordernissen des Reibeingriffs
anpasst. Die Erfordernisse sehen zumindest einen geringen beziehungsweise
vernachlässigbaren Druckmediumsfluss bei vernachlässigbarer Relativverdre-
10 hung zwischen der Antriebsseite 4 und der Abtriebsseite 7 vor und/oder einen in
Abhängigkeit von einem Schlupfparameter variierenden Druckmediumsfluss vor,
wobei die Steuerung der Stromregelungseinrichtung 22 mittels der Differenz-
drehzahl der beiden Teile 4, 7, den Differenzdruck zwischen den Beiden Kam-
mern 17, 18, der Viskosität des Druckmediums und/oder aus der Auswertung
15 einer Kombination dieser erfolgen kann. Dabei ist es von wesentlichem Vorteil
für den praktischen Nutzen des Drehmomentwandlers 1, wenn die Steuerung
selbständig innerhalb des Wandlers 1 erfolgt. Diesbezüglich können Steuermittel
in Art und Ausgestaltung der Reibpartner 14, 15 und/oder Mittel zur Dosierung
von Druckmedium durch die Reibpartner 14, 15 vorgesehen sein.

20 Die schlupfabhängige Ausgestaltung des Druckmediumsflusses hat insbesonde-
re den Vorteil, dass bei einer Zunahme des Flusses mit der Differenzdrehzahl
der Teile 4, 7 die Reibpartner 14, 15, die bei einer Erhöhung der Differenzdreh-

zahl während eines Reibeingriffs mehr Wärme produzieren, effektiver durch das Druckmedium – das hierbei durch den erhöhten Fluss nicht so stark erwärmt wird - gekühlt werden und damit Reibpartner 14, 15 und Druckmedium besser vor Verschleiß und Zerstörung geschützt sind. Weiterhin ist eine Abriegelung des Druckmediums durch die Stromregelungseinrichtung 22 bei abgeregeltem Schlupf von Vorteil, weil Verluste von Druckmedium in die Kammer mit kleinerem Druck – hier Kammer 17 – bei eingerückter und daher durch die Pumpe 19 druckbeaufschlagt betriebener Wandlerüberbrückungskupplung 13 eine erhöhte Pumpenleistung erfordern und damit eine weniger ökonomische Betriebsweise die Folge ist.

Zur Verringerung von Torsionsschwingungen können in dem Drehmomentwandler 1 zwei Torsionsschwingungsdämpfer 23, 24 vorgesehen sein, die ein- oder mehrstufig ausgestaltet sein können, wobei in mehrstufiger Ausführung die einzelnen Dämpferstufen parallel oder seriell geschaltet sein können und entsprechende Anschläge der Dämpfer zum Schutz der elastischen Mittel zwischen den Ein- und Ausgangsteilen der Torsionsschwingungsdämpfer 23, 24 sowie den einzelnen Stufen überlagert oder auf mehrere Stufen einwirkende, verschleppte und/oder nicht verschleppte Reibeinrichtungen vorgesehen sein können. Dabei kann der erste Torsionsschwingungsdämpfer 23 im Kraftfluss zwischen der Wandlerüberbrückungskupplung 13 und der Getriebeeingangswelle 7 angeordnet sein, wobei Teile zur Bildung von Eingangsteil aus dem Kolben 16 und Teile des Ausgangsteil durch Bauteile der Turbinennabe gebildet sein kön-

nen. Der zweite Dämpfer 24 kann ein Turbinendämpfer sein, der in den Kraftpfad zwischen Turbine 6 und Getriebeeingangswelle 7 geschaltet sein kann, wobei die Turbine 6 auf einer Nabe der Getriebeeingangswelle 7 begrenzt verdrehbar angeordnet sein und das Ausgangsteil des Dämpfers 24 fest mit drehfest mit dieser verbunden sein kann, wodurch sich innerhalb der begrenzten Verdrehbarkeit der wirksame Bereich des Torsionsschwingungsdämpfer 24 ergeben kann. Auch kann es vorteilhaft sein die beiden Funktionen der Torsionsschwingungsdämpfer 23, 24 in einem Torsionsschwingungsdämpfer zusammenzufassen, indem das Eingangsteil des Torsionsschwingungsdämpfer von der Wandlerüberbrückungskupplung 13, beispielsweise in Form des Kolbens 16 und der Turbine 6 beaufschlagt wird und das Ausgangsteil des Torsionsschwingungsdämpfer mit der Getriebeeingangswelle 7 oder mit der auf dieser drehfest angeordneten Nabe drehfest verbunden ist.

Weiterhin kann am Drehmomentwandler 1, der hierzu nach einem erfinderischen Gedanken auch ohne die Stromregelungseinrichtung 22 vorteilhaft sein kann, zumindest eine der Zusatzmassen 25a, 25b, 25c, 25d angebracht sein, um spezielle Anforderungen der Schwingungsdämpfung und/oder -tilgung zu lösen. Vorteilhaft kann dabei sein, den Zweimassenschwungeffekt auszunutzen und beispielsweise vor und hinter einem Torsionsschwingungsdämpfer 23, 24 Massen 25b, 25a beziehungsweise 25c, 25d vorzusehen – hierbei können selbstverständlich bereits vorhandene Wandlerbauteile mit entsprechenden Massen und Trägheitsmomenten, wie beispielsweise das Turbinenrad 6, das Gehäuse 4a

und dessen Bestandteile einbezogen sein. Auch kann es vorteilhaft sein nur eine Masse 25b und/oder 25c im Kraftfluss vor dem Torsionsschwingungsdämpfer 23 beziehungsweise 24 anzuordnen, wobei die Lage der Massen zur Erhöhung des Trägheitsmoments vorzugsweise an radial äußeren Bauteilen angebracht werden kann und in Bauräumen, die durch die vorgegebene Anordnungen frei sind, beispielsweise im Bereich des radial äußeren oder radial inneren Torus der Turbine 6 oder im Winkel des Gehäuses 4a in radialer Verlängerung des Kolbens 16. Die Massen 25a, 25d können dabei direkt oder über weitere Bauteile mit dem Ausgangsteil der entsprechenden Torsionsschwingungsdämpfer 23, 24, die Massen 25b, 25c direkt am Eingangsteil des Torsionsschwingungsdämpfers 24 oder anderen mit dem Eingangsteil verbundenen Bauteilen wie Kolben 16 beziehungsweise Turbine 6 angeordnet sein.

Figur 2 zeigt ein Ausführungsbeispiel eines Drehmomentwandlers 101 im Schnitt. Die Kurbelwelle 103 der – nicht näher dargestellten - Antriebseinheit ist mit einem axial flexiblen, auf an einem axialen Vorsprung 103a der Kurbelwelle 103 zentrierten Antriebsblech 126 verbunden; beispielsweise mittels der Schrauben 103b verschraubt. Radial außen weist das Antriebsblech 126 einen auf diesem axial fest und drehfest beispielsweise mittels einer Verzahnung, Verstimmung, Verschweißung und/oder Aufschrupfen aufgenommenen Anlasserzahnkranz 126a sowie gegebenenfalls umlaufende Markierungen zur Steuerung der Antriebseinheit auf. Radial zwischen Anlasserzahnkranz 126a und Verschraubung 103b ist ein das Antriebsblech 126 mit Aufnahmemitteln 104b

des Drehmomentwandlers 101 lösbar verbunden, beispielsweise mittels Schrauben 126b verschraubt oder mittels einer Selbstverriegelungseinrichtung, eines Bajonettverschlusses oder dergleichen verrastet. Die Aufnahmemittel 104b können ringförmig oder ringsegmentförmig am Wandlergehäuse 104a befestigt sein, 5 beispielsweise verschweißt oder vernietet, beispielsweise mittels am Gehäuse 104a oder an den Befestigungsmitteln 104b ausgeformter Nietwarzen. Das Gehäuse 104a kann im Bereich der Aufnahmemittel 104b, axial eingezogen sein, so dass die Aufnahmemittel 104b axial beabstandet zur Befestigung des Antriebsblechs 126 an der Kurbelwelle 103 angeordnet sein. Hierzu kann das Antriebsblech 126 radial außen im Bereich der Aufnahmemittel 104b axial von der 10 Kurbelwelle 103 wegweisend ausgestaltet sein. Die Aufnahmemittel können mittels über den Umfang verteilter sich axial erstreckender Nocken 104c mit dem Gehäuse 104a verbunden sein und/oder für sich als erfinderisch betrachtete Ausgestaltung für alle Drehmomentwandler vorteilhaft anwendbare Lösung der 15 Aufgabe der Verbindung von Antriebseinheit und Drehmomentwandler ohne Befestigungsmittel mit entsprechend komplementär im Gehäuse 104a ausgebildeten Anprägungen 104d, die auch als separat ausgestalteter Nockenring auf dem Gehäuse 104a angebracht sein können, einen Formschluss, beispielsweise eine Verzahnung, Profilierung, Hirth-Verzahnung und/oder Verstiftung bilden, so 20 dass in Drehrichtung eine drehfeste Verbindung gebildet wird und die Befestigung zwischen Antriebsblech 126 und Gehäuse 104b mittels der Befestigungsmittel 126b entfallen kann. Hierdurch kann eine aufwendige Montage des Drehmomentwandlers 101 an das Antriebsblech 126 bei der Endmontage des

Antriebsstrangs entfallen. Das Antriebsblech 126 kann dabei gegen das Gehäuse 104a unter Vorspannung eingebaut werden, das axiale Moment des Drehmomentwandlers 101 kann sich dabei in Richtung Getriebe vorteilhafterweise mittels eines vorzugsweise gelagerten Anschlags des Gehäuses 104a beispielsweise am - nicht gezeigten - Getriebegehäuse oder an der Getriebeeingangswelle 107 abstützen. Der Formschluss kann zwischen Antriebsblech 126 und Gehäuse 104a kann so ausgestaltet sein, dass er bei dessen Bildung während der Montage selbst ausrichtet. Es versteht sich, dass entsprechende Nocken 104c aus dem Antriebsblech 126 einteilig, beispielsweise durch Umlegung von Blech gebildet sein und die Befestigungsmittel 104b und/oder der Anlasserzahnkranz 126a Zusatzmassen, die das Torsionsschwingungsverhalten des Antriebsstrangs durch Nutzung des Zweimassenschwungeffekts in Verbindung mit zumindest einem Torsionsschwingungsdämpfer positiv beeinflussen können, bilden können. Weiterhin kann es vorteilhaft sein, das Gehäuse 104 direkt unter Weglassung des Antriebsblechs 126 mittels eines Formschlusses mit der Kurbelwelle 103 zu verbinden, wobei an der Kurbelwelle 103 direkt oder vorzugsweise an einem mit der Kurbelwelle 103 angebrachten, vorzugsweise gehärteten Bauteil mit kleinerem Radius als das Antriebsblech 126 vorzugsweise radial im Bereich der Verschraubung 103a den Formschluss bildende Elemente vorgesehen sein können, die mit entsprechend komplementär ausgebildeten Bauteile oder Anprägungen des Gehäuses 104a einen Formschluss bilden. Hier kann der Formschluss so ausgebildet sein, dass gleichzeitig ein Versatz von Kurbelwelle 103 und Getriebeeingangswelle 107 kompensiert werden kann. Radial zwischen

dem Außenumfang und dem Formschluss kann das Gehäuse 104a axial flexibel, beispielsweise durch Variation der Blechstärke in diesem Bereich ausgestaltet sein. Der Formschluss kann insbesondere zur Geräuschdämpfung beschichtet sein, beispielsweise mit einer Beschichtung aus Kunststoff, anderen
5 Metallen oder -legierungen oder Keramik oder zwischen den beiden den Formschluss bildenden Teilen kann ein Dämpfungselement wie ein Energiespeicher, beispielsweise ein Federelement, ein Gummiteil oder dergleichen angeordnet sein.

10 Das Gehäuse 104a bildet mit dem Pumpenrad 105 einen Formschluss 105a und bildet damit das Eingangsteil des Drehmomentwandlers 101. Der Formschluss 105a kann an mehreren, – wie hier gezeigt - an drei Umfängen des Pumpenrads 105 über den Umfang verteilte Nocken aufweisen, die in dazu im Gehäuse 104a vorgesehene, komplementäre Einprägungen eingreifen. Das Gehäuse 104a
15 mündet in Richtung Getriebeseite in den axial erweiterten Wandlerhals 104e, der auf dem axial erweiterten Teil 108a des Getriebes, das das Leitrad 110 über den Freilauf 111 aufnimmt, gelagert und abgedichtet ist. Das Pumpenrad 105 stützt sich am Leitrad 110 mittels eines Lagers 110a verdrehbar ab.

20 In Wirkverbindung über das Druckmedium ist der – nicht näher dargestellten – Beschaufelung des Pumpenrads 105 das Turbinenrad 106 mit einer –ebenfalls nicht näher dargestellten – Beschaufelung sowie das Leitrad 110 zugeordnet. Das Turbinenrad 106 ist auf einer Nabe 106a drehfest aufgenommen, beispiels-

weise mit dieser vernietet ; diese ist drehfest und axial verlagerbar auf der Getriebeeingangswelle 107 aufgenommen, mittels der Dichtung 107a gegen diese abgedichtet und stützt sich über das Axiallager 110b am Leitrad 110 ab.

5 Weiterhin ist auf einem axialen Vorsprung der Nabe 106a der Kolben 116 für die Wandlerüberbrückungskupplung 113 axial verlagerbar aufgenommen, gegen diesen mittels der Dichtung 106c abgedichtet; der sich radial erweiternde Flansch 106b zur Aufnahme des Turbinenrads 106 ist zugleich ein axialer Anschlag für den Kolben 116 bei einer Axialverlagerung. Der Kolben 116 mit einer
10 Reibeingriffsfläche 115, beispielsweise einem Reibbelag, der aufgeklebt, aufgenietet oder dergleichen sein kann, bildet mit der Gehäusewand 104 mit einer Gegenreibfläche 114 die Wandlerüberbrückungskupplung 113 mit der erfindungsgemäßen Strombegrenzungseinrichtung 122, die in vorteilhaften Ausgestaltungsbeispielen in den nachfolgenden Figuren 9 bis 13 in vergrößerter Darstellung näher erläutert ist.
15

Der Kolben 116 teilt den durch das Gehäuse 104a begrenzten Wandlerinnenraum in zwei Kammern 117, 118, die bei eingerückter oder schlupfender Wandlerüberbrückungskupplung 113 bis auf einen sich in Abhängigkeit der Wirkung
20 der Strombegrenzungseinrichtung 122 einstellenden Druckmediumsflusses gegeneinander abgedichtet sind. Die Zuleitung von Druckmedium erfolgt in diesem Ausführungsbeispiel des Drehmomentwandlers 101 durch eine radial zwischen dem Getriebehals 108a und dem Wandlerhals 104e geführten Drucklei-

5 tung 119a in die Kammer 118, die Ableitung aus der Kammer 117 über eine
Hohlbohrung 107b in der Getriebeeingangswelle 107, die in eine radial zwischen
dem Getriebehals 108a und der Getriebeeingangswelle 107 vorgesehene Ab-
leitung 119b mündet. Getriebehals 108a und Getriebeeingangswelle 107 sind
mittels des Gleitlagers mit Dichtfunktion 108b gegeneinander gelagert und abge-
dichtet, so dass Druckmedium aus der Ableitung 119b nicht in die Kammer 118
gelangen kann.

10 Durch eine Erhöhung des Druckmediumsdrucks in der Kammer 118 gegenüber
der Kammer 117 wird der Kolben 116 axial verlagert und das Reibeingriffsmittel
121 mit den Reibeingriffsflächen 114, 115 gebildet aus den Reibpartnern 114',
115' bildet einen Reibeingriff und übertragen ein Drehmoment vom Gehäuse
104a über die Gehäusewand 104 auf den Kolben 116. Durch die Einstellung
eines höheren Drucks in der Kammer 117 wird der Reibeingriff zwischen den
15 Teilen 114, 115 getrennt und das zu übertragende Drehmoment wird vom Pum-
penrad 105 über das Turbinenrad 106, die Nabe 106a auf die Getriebeein-
gangswelle 107 übertragen. Das bei geschlossener oder schlupfender Wand-
lerüberbrückungskupplung 113 in den Kolben 116 eingeleitete Drehmoment
wird weiter in die Nabe 106a und dort in die Getriebeeingangswelle 107 einge-
20 leitet. Hierzu ist der Kolben über einen Torsionsschwingungsdämpfer 123 mit
Verdrehspiel im Bereich der Wirkung des Torsionsschwingungsdämpfer 123 mit
der Nabe 106a drehfest verbunden, wobei am Außenumfang des Torsions-
schwingungsdämpfer 123 dessen Eingangsteil 123a, hier bestehend aus zwei

Scheibenteilen, mit dem der Kolben 116 fest verbunden, beispielsweise vernietet ist und dessen Ausgangsteil 123b, das hier als Flanschteil axial zwischen den beiden Scheibenteilen des Eingangsteils 123a angeordnet ist, drehfest und axial verlagerbar, beispielsweise mittels einer Verzahnung auf der Nabe 106a angeordnet ist. Zwischen Ausgangsteil 123b und Eingangsteil 123a sind Energiespeicher 123c angeordnet, entgegen deren Wirkung Eingangs- und Ausgangsteil 123a, 123b gegeneinander relativ verdrehbar sind, wozu diese über entsprechende Beaufschlagungs-, Aufnahme- und Abstützeinrichtungen verfügen. Es versteht sich, dass Anschläge der beiden Teile 123a, 123b die Wirkung der Energiespeicher mit zunehmendem Winkel begrenzen können. Weiterhin kann eine Reibeinrichtung, wie beispielsweise ein axial zwischen den Teilen 123a, 123b wirksamer Energiespeicher 123d vorgesehen sein.

Der Drehmomentwandler 101 ist mittels eines Zapfens 104f, der mit dem Gehäuse 104a fest verbunden und vorteilhafterweise mittels einer aus der Gehäusewand 104 axial ausgestellten Nietwarze 104g zentriert oder aus der Gehäusewand 104 geformt ist und in eine Öffnung 103c der Kurbelwelle 103 axial eingreift, mit der Kurbelwelle 103 verdrehbar verbunden. Die Lagerung erfolgt in der Weise, dass ein Winkel- und/oder Axialversatz der Getriebeeingangswelle 107 gegen die Kurbelwelle 103 ausgeglichen werden kann. Die axialen Vorsprünge 103a der Kurbelwelle bilden durch ihr Profil eine Einführhilfe für den Zapfen 104f bei der Montage.

Figur 3 zeigt einen Drehmomentwandler 201, der sich im wesentlichen vom Drehmomentwandler 101 der Figur 1 durch eine geänderte Ausgestaltung der Wandlerüberbrückungskupplung 213 unterscheidet. Hierbei ist der Kolben 216 im Bereich seines Außenumfangs axial verlagerbar und drehfest mit der Gehäusewand 204 verbunden. Ein für alle Drehmomentwandler dieser Art besonders vorteilhaftes Ausgestaltungsbeispiel sieht einen Kolben 216 vor, der mit dem Gehäuse 204 mittels über den Umfang verteilter Blattfedern 216a verbunden ist, wobei jeweils ein Ende der Blattfedern 216a am Kolben 216 und deren anderes Ende mit der Gehäusewand 204 fest verbunden ist. Dabei kann es besonders vorteilhaft sein, im Bereich der Gehäusewand 204 eine Vernietung vorzusehen, die aus axial ausgerichteten beziehungsweise aus der Gehäusewand 204 ausgeformten Nietwarzen 204h gebildet ist. Es kann auch vorteilhaft sein zusätzlich oder alternativ im Kolben 216 entsprechende Nietwarzen vorzusehen.

Die verdrehbare Anordnung des Kolbens 216 auf der Nabe 206a wird durch ein Axiallager wie beispielsweise der Gleitringscheibe 206d erleichtert. Die Drehmomenteinleitung von der Gehäusewand 204 bei geschlossener oder schlupfender Wandlerüberbrückungskupplung 213 auf die Getriebeeingangswelle 207 erfolgt über die Reiblamelle 223d, die im Bereich ihres Außenumfangs und radial innerhalb der Nietwarzen 204h beidseitig Reibbeläge 214a', 214b' aufweist, die mit den Gegenreibflächen 215a', 215b' einen Reibeingriff bilden, und die mit dem Eingangsteil 223a des Torsionsschwingungsdämpfer 223 fest verbunden, beispielsweise vernietet ist. Das Ausgangsteil 223b des Torsions-

schwingungsdämpfer 223 ist drehfest und axial verlagerbar mit der Nabe 206a, beispielsweise mittels der Verzahnung 223e verbunden, wobei das Ausgangsteil zur Bildung dieser radial innen in axiale Richtung umgeformt sein kann. Die Ausgestaltung des Torsionsschwingungsdämpfer 223 ist dem Torsionsschwingungsdämpfer 123 der Figur 1 ähnlich.

Der Reibeingriff der Wandlerüberbrückungskupplung 216 erfolgt an zwei Reibbelägen, wodurch durch die erhöhte Reibfläche das zu übertragende Reibmoment erhöht oder die Reibbeläge geometrisch unter Verminderung des Bau-
raums angepasst werden können. Die Strombegrenzungseinrichtung beziehungsweise Stromregeleinrichtung 222 kann an einem oder beiden Reibeingriffen 214a, 215a und/oder 214b, 215b vorgesehen sein. Vorteilhafte Ausgestaltungsbeispiele sind im Detail in den Figuren 22 bis 25 gezeigt und näher erläutert.

Figur 4 zeigt ein dem Drehmomentwandler 201 der Figur 3 ähnliches Ausführungsbeispiel eines Drehmomentwandlers 301, der ohne antriebsseitige Anbindung und ohne Getriebeeingangswelle dargestellt ist, wobei die Unterschiede im wesentlichen in der Ausgestaltung und Wirkungsweise der Wandlerüberbrückungskupplung 313 und des Torsionsschwingungsdämpfer 323 liegen. Der wesentliche Vorteil dieses Ausführungsbeispiels liegt in der Verwendung des Torsionsschwingungsdämpfers 323 als Turbinendämpfer und als Torsionsschwingungsdämpfer für die Wandlerüberbrückungskupplung 313. Hierzu ist das Ein-

gangsteil 323a sowohl mit der Nabe 306a, auf der das Turbinenrad 306 drehfest angeordnet ist, als auch mit der Reiblamelle 323d drehfest verbunden, so dass Drehmoment vom Turbinenrad 306 und von der Wandlerüberbrückungskupplung 313 in das Eingangsteil 323a eingespeist werden kann. Das Eingangsteil 323a ist hierzu mittels eines Formschlusses wie der Verzahnung 323e mit der Nabe 306a verbunden, die Reiblamelle 323d ist radial außerhalb der Energiespeicher 323c mit dem Eingangsteil 323a fest verbunden, beispielsweise vernietet. Die Nabe 306a ist gegenüber der – nicht dargestellten – Getriebeeingangswelle verdrehbar angeordnet, wobei ein Nabenteil 306f mittels der Verzahnung 307b mit der Getriebeeingangswelle drehfest verbunden und die Nabe 306a verdrehbar am Außenumfang des Nabenteil 306f verdrehbar, beispielsweise unter Zwischenlegung eines Lagers, beispielsweise eines Gleitlagers 306g oder eines Wälzlagers, aufgenommen werden kann. Das Ausgangsteil 323b des Torsionsschwingungsdämpfers 323 ist fest mit dem Nabenteil 306f verbunden, beispielsweise geschweißt wie laser-, impuls- oder punktgeschweißt oder verstemmt. Ein weiteres, zur günstigeren Räumung der Verzahnung 307b separat ausgestaltetes Nabenteil 306h kann die Nabe 306a zusätzlich radial außen an deren Innenumfang aufnehmen, beispielsweise mittels eines Presssitzes, und auf der Getriebeeingangswelle abstützen, wobei Lagerstellen zur Relativverdrehung zwischen Getriebeeingangswelle und Nabenteil 306h vorgesehen sein können.

Die Dämpfung von Torsionsschwingungen erfolgt durch eine Relativverdrehung von Eingangs- und Ausgangsteilen 323a, 323b entgegen der Wirkung der Energiespeicher 323c und einer Reibeinrichtung, die durch den axial wirksamen, zwischen dem Seitenteil 323b' und dem Eingangsteil 323a verspannten Energiespeicher 323d und/oder durch das Reibmoment des Gleitlagers 306g oder vorzugsweise an der Reibstelle 323b" gebildet werden kann. Das mit dem Ausgangsteil 323b über den Umfang verteilte Nieten 323f verbundene Seitenteil 323b' sowie das Ausgangsteil 323b umschließen das Eingangsteil 323a, das radial außen mittels den Nieten 323f' mit der Reiblamelle 323d verbunden ist, axial und bilden Beaufschlagungs-, Aufnahme- und/oder Abstützeinrichtungen für die Energiespeicher 323c, beispielsweise über den Umfang verteilte, gegebenenfalls ineinander geschachtelte Schraubendruckfedern, und gegebenenfalls Anschläge zur Begrenzung der maximalen Verdrehbarkeit gegeneinander.

Die Figuren 5 und 6 zeigen Ausführungsbeispiele von Drehmomentwandlern 401, 401a, die ähnlich sind und deren Gemeinsamkeiten unter Verwendung gleicher Bezugszeichen beschrieben werden, im Teilschnitt. In einem von der Antriebseinheit angetriebenen Gehäuse 404a mit drehfest mit diesem verbundenem Pumpenrad 405 sind Turbinenrad 406, Leitrad 410 und die Wandlerüberbrückungskupplung 413. Der Kolben 416 ist axial auf der Nabe 406a gelagert und mit einer Mitnehmerscheibe 416b, die drehfest und axial verlagerbar mittels der Verzahnung 416c auf der Nabe 406a aufgenommen ist, beispielsweise mittels über den Umfang verteilter Nieten 416d verbunden. Die Funktion der Mit-

nehmerscheibe 416b kann in einem weiteren Ausführungsbeispiel in Eingangs- und Ausgangsteil eines Torsionsschwingungsdämpfers aufgeteilt sein, wobei die se relativ entgegen der Wirkung zumindest eines Energiespeichers und gegebenenfalls einer Reibeinrichtung verdrehbar sind. Ausgangs- und /oder Eingangsteil können hierzu aus mehreren Scheibenteilen gebildet sein, das Eingangsteil kann zusätzlich oder alternativ eine Verbindung zum Turbinenrad 406 oder einem mit dieser verbundenen Bauteil aufweisen.

Der Reibeingriff zwischen dem Kolben 416 als abtriebsseitigem Bauteil und dem Gehäuse 404a als antriebsseitigem Bauteil wird durch die Reibpartner 414', 415' mit den Reibeingriffsflächen 414, 415 gebildet. Die antriebsseitige Reibeingriffsfläche wie Reibpartner 415 ist auf einem sich vom Gehäuseinnenumfang nach radial innen erstreckenden, mit dem Gehäuse 404a fest verbundenen Flanschteil 404i angeordnet, das am Gehäuse 404a axial angeflanscht und befestigt, beispielsweise verschweißt sein, sich zuerst in Richtung Antriebseinheit erstrecken und radial nach innen umgeformt sein kann. Eine Reibeingriffsfläche 414, 415 kann durch einen Reibbelag gebildet sein, der auf dem Kolben 416 oder auf dem Flanschteil 404i aufgebracht sein kann. Die Wandlerüberbrückungskupplung 413 kann im Bereich des Reibeingriffs eine Strombegrenzungseinrichtung 422 aufweisen; die wie in den übrigen Ausführungsbeispielen unter dem Index x22, wobei x für die entsprechende Ausgestaltung steht, unter Rücksichtnahme auf die geänderten Geometrie unter Verwendung des Flanschteils 404i, das zu

diesem Zweck die Funktion einer Gehäusewand wie beispielsweise entsprechend der Wand 104 der Figur 2 des Gehäuses 404a übernehmen kann.

Die Funktionsweise der Drehmomentwandler 401, 401a zur Ansteuerung der Wandlerüberbrückungskupplung 413 mittels Druckmedium, sieht einen veränderten Druckmittelfluss gegenüber den beispielsweise in den Figuren 1 bis 4 gezeigten Drehmomentwandlern 1, 101, 201, 301 vor. Bei den Drehmomentwandlern 401, 401a wird zum Schließen oder zum schlupfenden Betrieb der Wandlerüberbrückungskupplung 413 das Druckmittel zuerst in die Kammer 417 und von dort über die Strombegrenzungseinrichtung 422 in die Kammer 418 eingeleitet und anschließend abgeführt. Durch die Bildung eines Differenzdrucks zwischen den Kammern 417 und 418 mit einem höheren Druck in der Kammer 417 wird die Wandlerüberbrückungskupplung 413 geschlossen oder schlupfend betrieben, bei höherem Druck in der Kammer 418 wird die Wandlerüberbrückungskupplung 413 geöffnet. Es kann auch vorteilhaft sein, die Wandlerüberbrückungskupplung 413 mittels eines Energiespeichers bei nachlassendem Druck in der Kammer 417 selbstöffnend auszugestalten, wobei beispielsweise zwischen der Nabe 406a und dem Koben 416 ein axial wirksamer Energiespeicher vorgesehen sein kann. Der Vorteil dieser Druckmediumsführung kann darin liegen, dass durch den schlupfenden Betrieb der Wandlerüberbrückungskupplung 413 erwärmtes Druckmedium nicht direkt über eine Ableitung wärmeempfindlichen Bauteilen, beispielsweise im Getriebe zugeführt sondern vorher eine Durchmischung in der Kammer 418 mit weniger angewärmtem Druckmedium

erfolgen kann. Weiterhin kann kühleres, beispielsweise über eine Kühleinrichtung vorgekühltes Druckmedium in kleineren Mengen direkt – und nicht durch den Wandler angewärmt – an die Reibeingriffsflächen 414, 415 herangeführt werden.

5

Zusätzlich oder alternativ – auch in anderen Drehmomentwandlern ohne geänderte Druckmediumsführung vorteilhaft – kann wie in den Ausführungsbeispielen 401, 401a gezeigt eine zusätzliche Kühleinrichtung 427a, 427b vorgesehen sein, die für eine erhöhte Verwirbelung beziehungsweise einen erhöhten Druckmediumsfluss am Flanschteil 404i oder beispielsweise in anderen Ausführungsbeispielen am Kolben im radialen Bereich des Reibeingriffs bei einer Relativverdrehung dieser gegen das Turbinenrad 406 sorgt. Hierzu sind beispielsweise am Turbinenrad 406 der Figur 5 über den Umfang verteilte Schaufeln 428a vorgesehen, die beispielsweise aus dem Turbinenrad 406 ausgestellt oder mit diesem einen Formschluss bilden oder an diesem befestigt, beispielsweise vernietet oder verschweißt sein können. Die Schaufeln 428 können dabei auch durch einzelne, nicht umgebogene Laschen gebildet sein, mittels derer ansonsten die Turbinenschaufeln 406' mit dem Turbinenrad 406 formschlüssig durch umlegen der Laschen verbunden werden. Die Kühleinrichtung 427a führt hierbei mittels der Schaufeln 428a durch einen Reibkontakt der Reibpartner 414, 415 im schlupfenden Betrieb erwärmtes Druckmedium ab und führt kühleres Druckmedium aus dem Volumen der Kammer 418 zu beziehungsweise verwirbelt das Druckmedium an der Oberfläche der Kühlfläche des Flanschteils 404i, so dass

10

15

20

bei Spitzenerwärmungen das Abführen der Wärme zu einer gleichmäßigeren Wärmebelastung beziehungsweise -verteilung an den Reibpartnern 414, 415 und damit zu einer schonenderen Erwärmung des Druckmediums führt. In gleicher Weise wirkt die Kühleinrichtung 427b des Ausführungsbeispiels 401a mit dem Unterschied, dass die Schaufeln 428b aus einem Scheibenteil 428c gebildet, beispielsweise aus diesem ausgestellt oder mit diesem verbunden sind und das Scheibenteil 428c mit dem Turbinenrad 406 verbunden, beispielsweise an dessen Innenumfang mit dem Turbinenrad 406 verschweißt ist.

Figur 7 zeigt ein vorteilhaftes Ausführungsbeispiel eines Drehmomentwandlers 501 im Schnitt mit einer drehfest mit dem Gehäuse 504a, beispielsweise mittels einer im fest mit dem Gehäuse 504a verbundenen Zapfen 504f vorgesehenen Verzahnung verbundenen Nebenabtriebswelle 507c, die in der hohlgebohrten, von dem Gehäuse über den Wandler mit Drehmoment der Antriebseinheit beaufschlagten Getriebeeingangswelle 507 geführt ist. Auf einem axialen Vorsprung des Zapfens 504f ist axial verlagerbar und drehfest gegenüber dem Zapfen 504f ein Hilfskolben 516e aufgenommen, der an seinem Außenumfang an einem axial verlaufenden Gehäuseteil des Gehäuses 504a abgedichtet ist, so dass durch den Hilfskolben 516e eine Kammer 518a gebildet wird, die zur Axialverlagerung des Hilfskolbens 516e mit Druckmedium beaufschlagbar ist. Der Hilfskolben 516e steht in Anschlagkontakt mit dem axial verlagerbaren, auf einem Vorsprung 506i der mit der Getriebeeingangswelle 507 axial verlagerbar und drehfest verbundenen Nabe 506a angeordneten Kolben 516, der das ab-

triebsseitige Teil der Wandlerüberbrückungskupplung 513 bildet oder ist mit diesem axial fest verbunden, beispielsweise verschweißt, verrastet oder verpunktet. Das antriebsseitige Teil wird durch das mittels eines Formschlusses drehfest am Gehäuse 504a angeordnete und axial durch den Anschlag 504k begrenzte, radial sich nach innen erstreckende Flanschteil 504i gebildet, wobei der Formschluss durch eine Außenprofilierung, beispielsweise eine Außenverzahnung gebildet sein kann, die in ein komplementär ausgestaltetes, vorzugsweise aus dem Gehäusematerial ausgeformtes, beispielsweise durchgestelltes Innenprofil des Gehäuses 504a eingreift. Der Reibeingriff erfolgt auf eine Reiblamelle 523d über die Reibeingriffsflächen 514a, 514b, 515a, 515b, wobei die Reibeingriffsflächen 514a, 514b durch Reibbeläge gebildet sein können, die bevorzugt an der Reiblamelle 523d befestigt sind und zur Bildung einer Verbindung einen Kanal wie beispielsweise ein Nutmuster 530 aufweisen können. Die Reiblamelle 523d ist unter Zwischenschaltung eines Torsionsschwingungsdämpfers 523 - wie bereits in Figur 3 unter 223 beschrieben - drehfest und axial verlagerbar auf der Nabe 506a radial außerhalb und vorzugsweise auf gleicher axialer Höhe wie der Kolben 516 angeordnet.

Bei eingerückter oder schlupfender Wandlerüberbrückungskupplung 513 trennt der Kolben 516 in Verbindung mit den Reibpartnern 514a, 514b, 515a, 515b unter Bildung der Strombegrenzungseinrichtung 522 das Wandlervolumen in zwei Kammern 517, 518 ab. Zur Ansteuerung der Wandlerüberbrückungskupplung 513 wird die Kammer 518a ein Druckmediumsdruck angelegt, der gegen-

über dem Druck in der Kammer 518 zum Einrücken der Kupplung 513 höher und zum Ausrücken dieser kleiner ist. Die Zuleitung des Druckmediums zur Kammer 518a erfolgt über eine mit der- nicht dargestellten – Druckversorgungseinrichtung in Verbindung stehende Leitung 504p im Leitradstutzen 504e, der an seinem

5 Innumfang mittels der Bohrung 504n mit der Bohrungen 507e, 507f in der Getriebeeingangswelle 507 beziehungsweise der Nebenabtriebswelle 507c in Verbindung steht, so dass das Druckmedium in den in der Nebenabtriebswelle 507c geführten Kanal 507d und von dort über den Stichkanal 504l in die Kammer 518a gelangt und diese mit dem vorgegebenen Druck beaufschlagt. Die

10 Beaufschlagung der Kammer 118a mit Druck ist vorteilhafterweise bei vorliegendem Ausführungsbeispiel unabhängig von der Durchströmung der Strombegrenzungseinrichtung 522, das heißt, die Kammern 517, 518 können unabhängig vom in der Kammer 518a anliegenden Druck durchströmt werden. Die Strömungsrichtung und –reihenfolge, in der die Kammern 517, 518 angeströmt werden, kann dem Anwendungsfall entsprechend ausgestaltet werden, in dem

15 gezeigten Ausführungsbeispiel 501 wird zuerst die Kammer 517 mit Druckmedium versorgt. Die Versorgung der Kammern 517 erfolgt durch eine weitere Verbindungsleitung 504p' und eine sich anschließende Axialbohrung 504o im drehfesten Leitradstutzen 504e durch die mit einer Öffnung 504q versehene Nabe

20 506a. Über die Kammer 517 und die Nuten 530 gelangt das Druckmedium in die Kammer 518 und wird über die Öffnung 504r in eine im Leitradstutzen 504e vorgesehene – in diesem Schnitt nicht ersichtliche – Ableitung abgeführt. Der Vollständigkeit halber seien die Öffnungen 504m, 504d im Leitradstutzen 504e

beziehungsweise in der Getriebeeingangswelle 507 erwähnt, über die das sich anschließende Getriebe, beispielsweise ein Drehmomentfühler eines CVT-Getriebes in Verbindung mit einer weiteren oder einer der Leitungen 504p, 504p' und der Leitung 519a zwischen Nebenabtriebswelle 507c und Getriebeein-
5 gangswelle 507 mit Druckmedium versorgt wird. Es versteht sich, dass einzelnen Bohrungen und Öffnungen zur Bildung einzelner Zuleitungen zu verschiedenen Kammern gegeneinander abgedichtet sind.

Es versteht sich, dass weitere Ausführungsbeispiele mit einem Hilfskolben 516e
10 unter Ausbildung einer separat ansteuerbaren Druckkammer 518a auch für Drehmomentwandler ohne Nebenabtrieb und/oder ohne Strombegrenzungseinrichtung 522 vorteilhaft sein kann. Die hierzu nötigen Auswahl an Druckmediumsleitungen wird dabei in Abhängigkeit von der Ausführungsweise eines derartigen Ausführungsbeispiel vorgesehen. Weiterhin kann der Druckmediumsfluss
15 von Drehmomentwandlern durch speziell angeordnete Ventile begrenzt werden. Beispielsweise kann eine Strombegrenzungseinrichtung – wie beispielsweise die Strombegrenzungseinrichtung 522 - ein Strombegrenzungsventil enthalten, das den Druckmediumsfluss in Abhängigkeit von der Temperatur steuert, so dass beispielsweise bei entstehender Erwärmung des Druckmediums bei schlupfen-
20 der Wandlerüberbrückungskupplung der Druckmediumsfluss gesteigert wird. Hierzu muß das Strombegrenzungsventil nicht direkt im Bereich des Reibeingriffs angeordnet sein, es kann vielmehr ausreichend sein, in diesem Bereich einen Temperatursensor anzuordnen.

In Figur 8 ist ein Ausführungsbeispiel eines Drehmomentwandlers 601 im Schnitt gezeigt, der mit dem Drehmomentwandler 101 der Figur 1 ähnlich ist und im Unterschied zu diesem eine spezielle Ausgestaltung des Kolbens 616 zur Aus-
5 bildung der Strombegrenzungseinrichtung 622 aufweist. Weiterhin ist eine entsprechende Form und Ausgestaltung der Reibeingriffsflächen 614, 615 mit Reibpartnern 614', 615' vorgesehen, die in den 16a und 16b näher erläutert ist. Der Kolben 616 mit über den Umfang verteilten elastischen Druckspeichern 629 ist in den Figuren 14 und 15 näher dargestellt und erläutert.

10

Die Figuren 9 bis 12 zeigen Ausführungsbeispiele X(9) bis X(12) der Strombegrenzungseinrichtung 122 der Figur 2 im Detail. X(9) der Figur 9 zeigt dabei einen Kolben 116 und einen Gehäuseausschnitt der Gehäusewand 104 mit einer der Wandlerüberbrückungskupplung 113 zugewandten Kühlfläche 104k und mit über den Umfang verteilten radial ausgerichteten Nuten 130, die in die Gehäusewand 104 eingeprägt sind. Dabei bildet die nicht eingeprägte Fläche die antriebsseitige Reibeingriffsfläche 114 und der auf dem Kolben 116 befestigte Reibbelag 115' die abtriebsseitige Reibeingriffsfläche 115. Im geschlossenen und schlupfenden Betrieb der Wandlerüberbrückungskupplung 113 befinden
15 sich die Reibeingriffsflächen 114, 115 in Reibeingriff zueinander, ein Druckmediumsfluss kommt lediglich über die Nuten 130 zustande. Der Querschnitt, der sich aus der Tiefe und Breite der Nuten 130 bildet sowie die Anzahl der über den Umfang verteilten Nuten 130 ist dabei maßgeblich für den Druckmediumsfluss
20

bei einer vorgegebenen Temperatur und damit eingestellter Viskosität des Druckmediums. Bei einer Erhöhung der Druckmediumstemperatur durch ein Reibmoment der beiden Reibeingriffsflächen 114, 115, während die Wandlerüberbrückungskupplung 113 schlupft, wird das durch die Nuten 130 gedrückte Druckmedium erwärmt, indem es die entstehende Wärme an den Reibeingriffsflächen aufnimmt. Dadurch verringert sich dessen Viskosität und erhöht bei vorgegebenem Druck dessen Durchfluss. Entsprechende Auslegung der Nuten 130 optimiert zumindest die Kühlung der Reibeingriffsflächen 114, 115 sowie den Durchfluss bei schlupfender und nicht schlupfender Wand 113. Diese Art der Anordnung ergibt daher ein Ausführungsbeispiel einer Strombegrenzungseinrichtung 22, 122 (Figuren 1, 2), die schlupfabhängig ist. Es versteht sich, dass in speziellen Fällen die Nuten 130 unter Gesichtspunkten der Kühlung so optimiert werden können, dass eine nahezu viskositätsunabhängige Betriebsweise möglich sein kann.

Für vorteilhafte Ausgestaltungsbeispiele hat sich gezeigt, dass die radiale Länge l der Nuten 130 wie in einer Ansicht eines Ausschnitts aus der Gehäusewand 104 in Figur 13 gezeigt im Bereich $10\text{ mm} < l < 50\text{ mm}$ in besonders vorteilhaften Ausgestaltungsbeispielen zwischen $10\text{ mm} < l < 30\text{ mm}$ betragen kann. Dabei ist die Länge l der Nuten 130 vorzugsweise größer als die Länge des Querschnitts Reibbelags 115 (Figur 9) in radiale Richtung, so dass das Druckmedium durch diesen nahezu ungehindert in die Nuten 130 ein- und ausströmen kann. Unter hydrodynamischen Gesichtspunkten ist die Länge l der Nuten 130 sowie deren

Querschnittsfläche sowie das Verhältnis zwischen Nuttiefe t und Nutbreite b maßgebend. Ein Schnitt entlang der Linie A-A der Figur 13 zeigt in Figur 13a den Querschnitt eines Teils der Gehäusewand 104 mit einer Nut 130 mit der Nuttiefe t und der Nutbreite b und einer optional gerundeten Kante 130'. Es hat sich als vorteilhaft erwiesen, die Nutbreite b zwischen 0,2 und 20mm, vorzugsweise zwischen 0,5 und 1mm und die Nuttiefe t kleiner 0,3mm vorzugsweise kleiner 0,15mm zu wählen. Es versteht sich, dass nicht nur rechteckige Nuten 130 vorteilhaft sein können sondern dass die Form der Nuten 130 insbesondere zu einer bezüglich der Fläche zwischen Nuten 130 und erhabenen Zwischenraum 130a (Figur 13) gleichmäßigen Verteilung in radiale Richtung trapezförmig mit der breiteren Grundseite radial außen ausgestaltet werden kann. Weiterhin können die Nuten 130 Richtungsanteile in Umfangsrichtung aufweisen, so dass beispielsweise eine erhöhte Flussrate des Druckmediums mit zunehmender Drehzahl des die Nuten 130 tragenden Bauteils erfolgen kann.

Der Gesamtfluss wird neben der Ausgestaltung der einzelnen Nuten 130 durch deren Anzahl bestimmt. Eine Anzahl zwischen 8 und 400, vorzugsweise zwischen 100 und 300 Nuten hat sich als vorteilhaft erwiesen.

Das Einbringen der Nuten 130 der Figur 13 kann mittels Press-, Erodier-, Fräsvorgang oder dergleichen erfolgen. In der Figur 9 sind hierzu Nuten 130 gezeigt die eingepresst sind. Figur 10 zeigt eine Detail X(10) mit eingepressten Nuten 130b, die in der Deckelwand 104 durchgestellt sind; das heißt, auf der anderen

Seite der Gehäusewand 104 als erhabene Ausprägungen 130c ausgestellt sind. Die Pressrichtung der beiden Ausgestaltungsbeispiele ist von der Reibeingriffsseite 114 her. Das Detail X(11) der Figur 11 zeigt eine antriebsseitige Reibeingriffsfläche 114, die gegenüber der Gehäusewand 104 axial erhaben ausgebildet ist, wobei über den Umfang verteilt nicht erhaben ausgeprägte – in dieser Darstellung nicht ersichtlicher – Nuten vorgesehen sind. Die Ausbildung kann mittels eines axial von der der Reibeingriffsfläche 114 abgewandten Seite der Gehäusewand 104 eingebrachten Nutenmusters 130e mit über den Umfang verteilten Nuten erfolgen, wobei die erhabenen Ausprägungen 114 durch das Material der Gehäusewand 104 durchgestellt sind.

Das Detail X(12) des Ausführungsbeispiels 101 der Figur 2 sieht eine Ausführung ohne Nuten unter Verwendung eines für Druckmedium durchlässigen Materials, beispielsweise Sintermaterialien, poröse Keramik, poröse, temperaturbeständige organische Materialien wie Kunststoff, poröses Glas und dergleichen vor, das als Reibpartner mit einer antriebsseitigen Reibeingriffsfläche 114 einen Reibeingriff mit der abtriebsseitigen Reibeingriffsfläche 115, beispielsweise eines Reibbelags, der auf einem Kolben 116 aufgebracht ist, bildet. Wird die hier offen dargestellte Wandlerüberbrückungskupplung 113 geschlossen oder schlupfend betrieben, wird Druckmedium durch die poröse Schicht 131 in Form eines Scheibenteils gedrückt. Dabei wird bei Entwicklung von Reibungswärme durch Schlupf diese auf das Druckmedium übertragen und abgeführt. Der Durchfluss ergibt sich unter anderem in Abhängigkeit von der von der Reibungswärme ein-

gestellten Druckmediumstemperatur und der Porosität des Scheibenteils 131.

Das Scheibenteil 131 ist mit dem es aufnehmenden Teil wie hier der Gehäusewand 104 fest verbunden, beispielsweise mittels Nieten 131a, beispielsweise mittels ausgestellter Nietwarzen, vernietet, verklebt oder als Beschichtung auf-

getragen. Es versteht sich, dass auch der Kolben 116 die poröse Schicht als Scheibenteil tragen kann und entsprechend der Reibbelag mit der Reibeingriffs-

fläche 114 auf der Gehäusewand 104 angeordnet sein kann. Weiterhin kann der Reibbelag auf der porösen Schicht 131 angebracht sein und der Kolben 116

oder die Gehäusewand 104 direkt oder über eine weitere poröse Schicht eine

Gegenreibfläche bilden.

Die Figur 14 zeigt ein Ausführungsbeispiel eines Kolbens 616 der Figur 8 als Teilansicht mit über den Umfang verteilten druckelastischen Speichern 629, die auf dem Kolben 616 im wesentlichen dicht aufgebracht sind und mit diesem

entlang der Linie 629a fest verbunden, beispielsweise verklebt oder verschweißt sind. Die druckelastischen Speicher 629 können auch aus einem Blechteil 629c

geformt sein, das beispielsweise ringscheibenförmig auf dem Kolben 616 aufgebracht sein kann. Jeder druckelastische Speicher 629 ist nach außen mit einer

Öffnung 629b verbunden, die radial im Bereich der Reibeingriffsfläche 615 – wie

aus dem Schnitt des Kolbens 616 mit druckelastischen Speichern 629 und mit ihnen kommunizierenden Öffnungen 629b entlang der Linie A₁-A₁ in der Figur

15 ersichtlich wird – angeordnet ist. In Abhängigkeit vom im Druckspeicher 629

und dem außen anliegenden Druck verändert der druckelastische Speicher sein

Volumen und wird über die Öffnung 629b befüllt oder entleert. Dabei erfolgt die Volumenänderung über eine Elastizität des Materials, beispielsweise dünnes Blech, Gummimaterialien, eine Mischung dieser oder dergleichen, in dem gezeigten Beispiel dünnes Blech.

5

Die Ansteuerung der Befüllung und Entleerung der über den Umfang verteilten druckelastischen Speicher übernimmt unter Ausbildung der Strombegrenzungseinrichtung 622 der Figur 8 die Ausgestaltung der Reibeingriffsflächen 614, 615, die in den Figuren 16a bis 18b anhand von vorteilhaften Ausgestaltungsbeispielen des Drehmomentwandlers 601 der Figur im Detail dargestellt sind. Zur besseren Übersicht der Zugehörigkeit von Reibbelägen sind die Ausführungsbeispiele jeweils in offener Position gezeigt, obwohl die Funktion nur im Reibeingriff eintritt. Figur 16a zeigt dabei die Ausgestaltung des Reibeingriffsmittels 621 mit den Reibpartnern 614', 615', wobei der Reibpartner 614' als des Reibbelag ausgeführt ist und die Reibeingriffsfläche 614 bildet, während eines Entleerungsvorgangs eines der druckelastischen Speichers 629 durch eine der im Kolben 616 vorgesehenen, über den Umfang verteilten Öffnungen 629b. Hierzu weist der Reibbelag 614' über den Umfang verteilte, von radial innen zumindest bis auf die radiale Höhe der Öffnung 629b und nach radial außen verschlossene Nuten 630 auf, die bei einer Relativverdrehung der Gehäusewand 604 gegenüber dem Kolben 616 zeitweise die Öffnung 629b überschneidet. Der in der Kammer 618 – entsprechend der Kammer 118 in Figur 2 – anliegende Druck zur Axialverlagerung des Kolbens 618 mit Bildung des Reibeingriffs der Reibeingriffsflächen

10

15

20

614, 615 ist höher als der in der Kammer 617 – entsprechend der Kammer 117 der Figur 2 – und drückt daher den Druckmediumsinhalt des druckelastischen Speichers 629, der wie gezeigt deformiert wird und auf Axialanschlag mit dem Kolben 616 gehen kann, in die Kammer 617. Durch den Druckmediumsfluß erfolgt eine Kühlung der sich während der Schlupfphase gegeneinander verdrehenden Reibeingriffsflächen 614, 615. Infolge weiterer Relativverdrehung dieser wird der druckelastische Speicher 629 - wie in Figur 16b gezeigt - wieder befüllt. In dem Reibbelag sind dazu vorzugsweise mit den mit der Kammer 617 in Verbindung stehende Nuten 630 über den Umfang abwechselnde Nuten 630a vorgesehen, die von radial außen zumindest auf die radiale Höhe der Öffnungen 629b und nach radial innen verschlossen geführt sind, so dass bei Überschneidung der Öffnungen 629b mit den Nuten 630a ein Druckausgleich stattfindet und der druckelastische Speicher 629 wieder mit Druckmedium aus Kammer 618 befüllt wird. Der Befüll- und Entleervorgang der über den Umfang verteilten druckelastischen Speicher 629 erfolgt sukzessive entsprechend der Überschneidung der Nuten 630, 630a mit den Öffnungen 629b solange, bis die Relativverdrehung zum Stillstand kommt, die Wandlerüberbrückungskupplung 613 also eingerückt ist oder ausgerückt wird. In diesem Sinne wirkt die Anordnung der druckelastischen Speicher 629 in Verbindung mit den Nuten 630, 630a als Stromregelrichtung 622 (Figur 8), wobei die Regelgröße der Schlupf ist. Vorteilhafterweise kann die Anzahl der Öffnungen 629b und die Anzahl der Nuten 630, 630a so eingestellt werden, dass die Wahrscheinlichkeit, dass durch sich rhythmisch wiederholendes Überschneiden von Nuten 630, 630a und Öffnungen 629 mit

nachfolgendem Befüllen und Entleeren der druckelastischen Speicher 629 eine Anregungsfrequenz zur Anregung des Drehmomentwandlers und/oder des anderer Bauteile des Antriebsstrangs oder des Kraftfahrzeugs zu Schwingungen und/oder Geräuschbildung niedrig ist oder derartige Vorgänge ganz ausgeschlossen werden können. Vorteilhaft sind Anzahlen von Öffnungen 629b beziehungsweise Nuten 630, 630a mit großen gemeinsamen Vielfachen, besonders zueinander verschiedene Primzahlen.

Die Figuren 17a (Befüllung) und 17b (Entleerung) zeigen eine Abwandlung der Wandlerüberbrückungskupplung 613 der Figur 16a und 16b als Wandlerüberbrückungskupplung 613a, bei dem die druckelastischen Speicher 629 am Kolben 616 und der Reibpartner Reibbelag 615' ebenfalls am Kolben 616 angeordnet ist. Der Reibbelag 615' weist hierzu Öffnungen 629' auf, die sich mit den Öffnungen 629b des Kolbens 616 decken. Die Nuten 630, 630a sind in der Gehäusewand 104 eingearbeitet, beispielsweise eingepresst, eingefräst oder erodiert.

Ein weiteres in der Darstellung der Figuren 18a und 18b entsprechend gezeigtes Ausgestaltungsbeispiel einer den Wandlerüberbrückungskupplungen 613, 613a ähnliche Wandlerüberbrückungskupplung 613c mit an der Außenseite des Trägereils 604 angeordneten druckelastischen Speichern 629 mit auf dem Kolben 616 angebrachtem Reibbelag 614'. Die Öffnungen 629 sind durch das Gehäuse 604 geführt.

In den Figuren 19a bis 20b sind jeweils zwei Ausführungsbeispiele von Wandlerüberbrückungskupplungen 213a, 213b im Detail gezeigt, die anstelle der Wandlerüberbrückungskupplung 213 der Figur 3 einsetzbar sind, wobei die drehfeste Aufnahme des Kolbens 216 mittels der Blattfedern 216a entfällt und ein Formschluss 216a – wie beispielsweise in Figur 7 gezeigt – die drehfeste Mitnahme mit dem Gehäuseteil 204 übernimmt. Die Wandlerüberbrückungskupplungen 213a, 213b in den Figuren 19a bis 20b sind zur besseren Übersicht der Zugehörigkeit der einzelnen Komponenten zueinander geöffnet dargestellt, die Funktion der Wandlerüberbrückungskupplungen 213a, 213b erfolgt jedoch in geschlossener Form, das heißt bei in Reibeingriff stehenden Reibeingriffsflächen 214a, 214b, 215a, 215b. Figur 19a zeigt die das Drehmoment an das Ausgangsteil 206a des Wandlers 201 (Figur 3) übertragende Reiblamelle 223d mit beidseitig angeordneten Reibbelägen 214', 214". Die druckelastischen Speicher 229 sind auf der der Reibeingriffsfläche 215a gegenüberliegenden Seite des Kolbens 216 angeordnet und jeweils mit einer Öffnung 229b versehen. Figur 19a zeigt die Befüllung der Speicher 229 über die Nuten 230, wobei das Druckmittel von der Kammer 218 über den Formschluss 216a' und/oder über eine – nicht dargestellte – Öffnung radial zwischen dem Formschluss 216a' und der Reibeingriffsfläche 215a in die Speicher 229 geleitet wird. Die Nuten 230a sind in dem Reibbelag 214", der den Reibeingriff mit der Reibfläche 215b der Gehäusewand 204 bildet eingearbeitet. Zur Schaffung einer Verbindung zwischen den Öffnungen 229b weisen die Reibbeläge 214', 214" und die Reiblamelle 223d

ebenfalls eine Öffnung 229c auf. Die Entleerung der Speicher 229 des Ausführungsbeispiels der Figur 19a ist in Figur 19b gezeigt. Hierzu sind Nuten 230 vorzugsweise abwechselnd mit den Nuten 230a (Figur 19a) über den Umfang angeordnet. Die Funktion der Entleerung der Speicher 229 ist unter Figur 16a
5 erläutert.

Die Figuren 20a und 20b zeigen analog zu den vorhergehenden Figuren 19a und 20a die Befüllung und Entleerung der druckelastischen Speicher 229, wobei hierzu unterschiedlich die den Austauschvorgang von Druckmedium steuernden
10 Nuten 230, 230a in dem dem Kolben 216 zugewandten Reibbelag 214' vorgesehen sind und damit die Öffnung 229c der Figur 19a entfallen kann. Es versteht sich, dass die Ausgestaltung der Reibeingriffsflächen 214a, 214b, 215a, 215b der Figuren 19a bis 20b auch in einem einzigen Ausführungsbeispiel einsetzbar ist, indem beide Reibbeläge 214', 214'' entsprechende Nuten 230, 230a aufwei-
15 sen und die druckelastischen Speicher 229 vorzugsweise alternierend durch die Nuten 230, 230a des einen und des anderen Reibbelags 214', 214'' befüllt und entleert werden.

Figur 21 zeigt ein dem Drehmomentwandler 201 der Figur ähnliches Ausführungsbeispiel mit einer hier im Detail gezeigten, geänderten Wandlerüberbrückungskupplung 213d mit einer Reiblamelle 223d', einem mit dem Gehäuseteil
20 204 über einen Formschluss wie Blattfedern 216a axial verlagerbar und drehfest verbundenen Kolben 216, der bei Axialverlagerung jeweils einen am Gehäuseteil

204 und am Kolben 216 angebrachten Reibbelag 214', 214'' mit der Reiblamelle 223d' in Reibeingriff bringt. Die Reiblamelle 223d' weist im Bereich der Reibbeläge 214', 214'' ein sich über den Umfang abwechselndes Axialprofil 230b auf, das in einem Schnitt entlang der Linie B-B in Figur 22 näher erläutert ist. Hierbei

5 zeigt die Figur 22 das Gehäuseteil 204 mit dem an ihm befestigten Reibbelag 214', die Reiblamelle 223d', den Kolben 216 mit dem an diesem befestigten Reibbelag 214''. Die Reiblamelle 223d' ist mit über den Umfang axial sich mit Nuten 232a, 232b abwechselnden erhabene Reibflächen 233a, 233b versehen, wobei die zum Reibbelag 214'' hin erhabenen Reibflächen 233a zum Reibbelag

10 214' hin die Nuten 232a bilden und die zum Reibbelag 214' hin erhabenen Reibflächen 233b die Nuten 232b am Reibbelag 214'' bilden. Die Nuten 232a, 232b bilden die Stromregleinrichtung 222 zwischen den beiden Kammern 217, 218 (Figur 3) durch Einstellung des Flusses in Abhängigkeit von der Temperatur und damit von der Viskosität des Druckmediums. Bezüglich der Auslegung der Tiefe,

15 Länge, Breite und Anzahl der Nuten 232a, 232b gelten die bereits zuvor anhand der Wandlerüberbrückungskupplung 613a, 613b, 613c unter Berücksichtigung der Verdoppelung der Nuten 232a, 232b durch Anlage an zwei Reibbeläge 214', 214'' mit entsprechender Erhöhung dieser Anzahl beschriebenen Angaben.

20 Die Figuren 23 und 24 zeigen in Anlehnung an das Ausführungsbeispiel einer Wandlerüberbrückungskupplung 113 im Detail X(12) der Figur 12 den Einsatz von porösen Materialien an einer Wandlerüberbrückungskupplung 213a mit einer Reiblamelle 223d'', an der zwei Sinterbeläge 231a – wie unter Figur 12

näher beschrieben – befestigt sind und mit den Reibbelägen 214', 214" in Reibkontakt bringbar sind. Es versteht sich, dass zumindest einer der Reibbeläge 214', 214" auch auf dem entsprechenden Sinterbelag 231a angeordnet sein kann und der Reibeingriff mit dem Kolben 216 und/oder mit der Gehäusewand 204 erfolgt. Eine weitere Variante für eine Wandlerüberbrückungskupplung 213b mit Sintermaterial zeigt Figur 24. Hier ist die Reiblamelle 223d'" nur bis radial innerhalb der Reibbeläge 214', 214" ausgeführt und mit einer sich nach radial außen anschließenden Sinterscheibe 231b verbunden, beispielsweise vernietet, die mittels der Reibflächen 215, 215a den Reibeingriff mit den Reibbelägen 214', 214" ausbildet.

Figur 25 zeigt einen Ausschnitt einer Wandlerüberbrückungskupplung 613d mit einem Reibeingriffsmittel 621 bestehend aus den Reibpartnern 614', 615' mit den Reibeingriffsflächen 614, 615 und einem Kolben 616d, der die Kolben 116 der Figur 2 oder 616 der Figur 8 ersetzen kann, wodurch eine vorteilhafte Möglichkeit einer Stromregeleinrichtung 122 beziehungsweise 622 zwischen den Kammern 617, 618 vorgeschlagen werden kann. Hierzu weist der Kolben 616d einen Reibbelag 614' auf, in den über den Umfang verteilt Nuten 630d eingearbeitet sind, die von radial innen bis auf die radiale Höhe der Öffnungen 629b und nach radial außen verschlossen eingearbeitet sind. Anstatt der druckelastischen Speicher 629 der Figuren 8, 16a, 16b sind die Öffnungen 629b im Kolben 616d direkt mit der Kammer 618 verbunden. Bei einer Relativverdrehung des Gehäuseteils beziehungsweise der Gehäusewand 604 gegen den Kolben 616d über-

schneiden sich die Öffnungen 629b und die Nuten 630d zeitlich und geben in dieser Überschneidungszeit einen Pfad zwischen der Kammer 617 und der Kammer 618 frei, durch den Druckmedium fließen kann, so dass während der Schlupfphase zumindest der Reibbelag 614' durch das Medium gekühlt wird.

5 Wächst der Druck in der Kammer 618 zum Schließen der Wandlerüberbrückungskupplung 613d durch eine Axialverlagerung des Kolbens 616d an, nimmt die Relativverdrehung ab und kommt schließlich zum Stehen. Die Anzahl der Öffnungen 629b und die Anzahl der Nuten 630d können dabei so abgestimmt sein, dass die Wahrscheinlichkeit der Überschneidung sehr gering ist, beispielsweise durch Wahl jeweils verschiedener Primzahlen als Anzahl für die Öffnungen 629b und Nuten 630d. Weiterhin kann – wie in dem Ausführungsbeispiel der Figur 25 gezeigt – eine Verschließeinrichtung 635 vorgesehen sein, der bei hohem Druck – und damit geschlossener Wandlerüberbrückungskupplung 613d mit nicht mehr nötiger Kühlung des Reibbelags 614' – zumindest eine, vorzugsweise alle Öffnungen 629b im wesentlichen dichtend verschließt.

Hierzu zeigt die Figur 26 die Verschließeinrichtung 635 zum Verschließen der Öffnungen 629b als Detail Y, die Figur 27 das Detail V der Figur 26 in Ansicht aus der Richtung X und Figur 28 ein Detail aus der Ansicht W der Figur 25. Die Verschließeinrichtung 635 wird aus axial verlagerbaren Zungen 635a gebildet, die vorteilhafterweise aus einem ringförmigen, mit dem Kolben 616d fest verbundenen, beispielsweise verklebten oder verschweißten Ringteil 635b ausgestellt sind. Die Verstellung der Zungen 635a über den vom Druckmedium ange-

legten Druck erfolgt gegen die Rückstellkraft der Zungen 635a aufgrund der elastischen Eigenschaften des Materials, beispielsweise Blech. Die Rückstellkraft ist beispielsweise durch Wahl des Materials sowie dessen Dicke und dergleichen so eingestellt, dass bei einem Druck, der die Wandlerüberbrückungskupplung 613d schließt, auch die Zungen 635a auf die Öffnungen 629b dichtend
5 gelegt werden. Bei nachlassenden Druck werden die Zungen 635a infolge ihrer Rückstellkraft wieder in die öffnende Position zurückgestellt. Hierzu kann zusätzlich vorgesehen sein, dass im Reibbelag 614' (Figur 25) zumindest eine Nut nach radial außen öffnend angeordnet ist, die bei erneut auftretendem Schlupf
10 bei einer Relativverdrehung von Kolben 616d und Gehäusewand 604 die Zungen 635a mit dem in der Kammer 618 herrschenden Druck beaufschlagt und dadurch zusätzlich eine verbesserte Öffnung der Zungen 635a erwirkt werden kann.

15 Auf diese Weise kann eine Stromregeleinrichtung 122, 622, 622a (Figuren 2, 8, 25) für das Druckmedium vorgeschlagen werden, die in Abhängigkeit vom zunehmenden Druckmediumsdruck und/oder Differenzdrehzahl zwischen Gehäuse 604 und Kolben 616d, das heißt bei schlupfender Wandlerüberbrückungskupplung vermehrt produzierter Reibungswärme, den Druckmediumsfluss anpasst
20 und bei eingerückter, nicht schlupfender Wandlerüberbrückungskupplung den Druckmediumsfluss abriegelt. Es versteht sich, dass diese Stromregeleinrichtung auch für andere Ausführungsbeispiele mit anders ausgestalteten und angeordneten Reibbelägen und Reiblamellen mit an das Gehäuse gekoppeltem Kolben

vorteilhaft sein kann. Hierzu können beispielsweise Ausführungsbeispiele entsprechend der Figuren 17 bis 20b mit der entsprechenden Stromregeleinrichtung anstatt einer Ausführung mit druckelastischen Speichern vorgesehen sein.

5 Die Figuren 29a – 29k zeigen vorteilhafte Ausgestaltungsmöglichkeiten für Reibbeläge 636a – 636k, die beispielsweise anstelle der Reibbeläge 214', 214'', 614' in den Figuren 16a, 16b, 19a, 19b, 20a, 20b zur Ansteuerung des Druckmediumsflusses über die Reibbeläge eingesetzt werden können. Dabei kann es vorteilhaft sein, bei Verwendung einer Stromregeleinrichtung mit druckelastischen
10 Speichern (beispielsweise 622, 622a, Figuren 8 und 25), die nach radial innen geöffneten Nuten 636a' – 636k' und die nach radial außen geöffneten Nuten 636a'' – 636k'' in annähernd gleicher Anzahl über den Umfang vorzugsweise sich abwechselnd verteilt anzuordnen, während bei einer Stromregeleinrichtung 622a der Figur 25 nur einzelne, beispielsweise eine oder drei über den Umfang verteilte Nuten 636a' – 636k' in das ansonsten über den Umfang gleichmäßig
15 angeordnete Nutmuster der Nuten 636a'' – 636k'' eingefügt werden. Das in der Figur 29a gezeigte Ausführungsbeispiel des Reibbelags 636a sieht im radialen Bereich der Öffnungen 629b, 229b (Figuren 16a, 25, 19a) Erweiterungen in Umfangsrichtung vor, beispielsweise um die Überschneidungsdauer der Nuten 636a', 636a'' mit den Öffnungen 629b, 229b zu erhöhen während auftretendem
20 Schlupf zu erhöhen; während die Nuten 636b' und 636b'' der Figur 29b nur radial ausgerichtet sind und im radialen Bereich der Öffnungen 629b, 22b enden. Im Gegensatz hierzu ist der Reibbelag 636c mit Nuten 636c', 636c'' versehen, die

radial über die radiale Höhe der Öffnungen 229b, 629b hinaus erweitert sind. Die Nuten 636d', 636d'' des Reibbelags 636d in Figur 29d weisen einen Richtungsanteil in Umfangsrichtung auf, wobei der Richtungsanteil der Nuten 636d' dem der Nuten 636d'' – wie gezeigt – entgegengesetzt oder gleichsinnig sein kann.

5 Die Figuren 29e, 29f, 29g zeigen Ausschnitte aus Reibbelägen 636e, 636f, 636g mit Nuten 636e', 636e'', 636f', 636f'', 636g', 636g'', die jeweils radial oder radial innen vom jeweiligen Umfang her in die Reibbeläge 636e, 636f, 636g hinein und wieder an diesem Umfang endend heraus geführt sind. Vorteilhafte Ausgestaltungsformen können Ringausschnitte (Reibbelag 636f in Figur 29f), rechteckige

10 Ausschnitte (Reibbelag 636g in Figur 29g), Reibbeläge mit gemischten, aneinander bezüglich einer Linienführung der Nuten so angepassten Geometrie, dass bei gegebener Fläche ein möglichst lange Nut resultiert, beispielsweise halbkreisförmigen Ringförmigen Nuten 636e' radial außen und Nuten 636e'' in Form von Trapezausschnitten radial innen (Figur 29e) oder dergleichen. Die Figuren

15 29h und 29i zeigen Ausführungsbeispiele mit Nuten 636h', 636h'', 636i', 636i'', deren Breite am Umfang in dessen Richtung sie geöffnet sind, größer oder gleich der Tiefe in radiale Richtung ist. Daraus können rechteckige, dreieckige gemischte und/oder ähnliche Formen in den Reibbelägen 636h, 636i resultieren.

Die Kanten dieser Nuten 636h', 636h'', 636i', 636i'' können gerundet sein. Figur

20 29j zeigt einen Reibbelag 636j mit Nuten 636j', 636j'', die zur Erhöhung der Länge und damit insbesondere zur besseren Kühlung des Reibbelags 636j nicht in gerader Linie vom entsprechenden Umfang radial innen beziehungsweise radial außen an den radialen Punkt der Überschneidung mit den Öffnungen 229b,

629b (Figuren 16a und 25) sondern beispielsweise – wie in Figur 29j gezeigt-
zickzagförmig ausgeführt sind. Figur 29k zeigt einen Reibbelag 636k mit Nuten
636k', 636k'' mit kammförmiger Struktur, wobei die deren Zähne in Außen- (Nu-
ten 636k') beziehungsweise Innenumfangsrichtung (Nuten 636k'') ausgerichtet.
5 Es versteht sich, dass diese Nuten entsprechend der Darstellung in den Figuren
17a, 17b auch in die Gegenreibfläche, beispielsweise in der Gehäusewand 604
– wie gezeigt - oder im Kolben 616 eingebracht werden können.

Figur 30 zeigt ein weiteres Ausgestaltungsbeispiel eines Drehmomentwandlers
10 701 mit dem Reibeingriffsmittel 722 und der Stromregeleinrichtung 722, die in
Abhängigkeit vom Schlupf der Wandlerüberbrückungskupplung 713 die Zufuhr
von Druckmedium an diese regelt. Die Regelgröße ist dabei unmittelbar die
Differenzdrehzahl zwischen dem Kolben 716 und dem Gehäuse 704. Hierzu ist
in der Nabe 706a, die mit dem Turbinenrad 706 und dem Kolben 716 als aus-
gangsseitigem Teil der Wandlerüberbrückungskupplung 713 – hier unter Zwi-
15 schenschaltung und Wirkung des Torsionsschwingungsdämpfers 723 – an-
triebsmäßig verbunden ist, eine Dosierpumpe 737 vorgesehen, die gegen die
Nabe 706a verdrehbar in dieser aufgenommen und axial mittels des Sicherungs-
rings 737a gesichert ist. Die Dosierpumpe 737 ist mittels des Pumpengehäuses
20 737b drehfest, beispielsweise – wie hier gezeigt – mittels in eine Öffnung 704f'
des axial erweiterten Zapfens 704f, der mit der Gehäusewand 704 fest verbun-
den ist, eingreifender Stifte 737c mit der Gehäusewand 704 verbunden und folgt
der Drehbewegung dieser. Im Pumpengehäuse 737b ist ein Pumpenkörper 738,

beispielsweise eine Kugel, entlang einer vorzugsweise hohlzylindrischen Pumpenkammer 741 axial verlagerbar geführt, der das Pumpenvolumen beziehungsweise die Pumpenkammer 741 jeweils an den beiden Ausgängen 739, 740 der Pumpe 737 beispielsweise über eine Dichtsitz abdichtet. Den Ausgängen 739, 740 stehen Leitungen 742, 743 in der Nabe 706a gegenüber, die jeweils eine Verbindung an die Druckseite 719a und an den Ablauf 719b zum Transport des Druckmediums aufweisen und die bei einer Relativverdrehung von Gehäuseteil 704 und Nabe 706a abwechselnd jedoch und gleichzeitig mit den Ausgängen verbunden werden, wobei das Pumpengehäuse jeweils um 180° verdreht wurde. Auf diese Weise wird bei einer Relativverdrehung des Gehäuseteils 704 gegen die Nabe 706a bei gegenüber der Leitung 742 erhöhtem Druck in der Leitung 743 zweimal ein Kammervolumen 741 von der Hochdruckseite der Leitung 743 in die Leitung 742 dosiert, indem bei Verbindung des Ausgang 740 unter Druck zuerst der Pumpenkörper 743 in der Pumpenkammer 741 axial gegen den Ausgang 739 dichtend verlagert wird und nach einer Verdrehung im Drehsinn der Gehäusewand 704 das Pumpengehäuse 737b zur Nabe 706a relativ verdreht, so dass sich der Ausgang 739 mit der Leitung 743 überschneidet, und dadurch der Pumpenkörper erneut axial verlagert und das aufgenommene Druckmedium in die Leitung 742 dosiert. Dieser Vorgang wiederholt sich bis zum Verschwinden der Relativverdrehung von Gehäusewand 704 und Nabe 706a bei eingerückter Wandlerüberbrückungskupplung 713. Im offenen Zustand der Wandlerüberbrückungskupplung 713 kommt es infolge eines fehlenden Druckunterschieds zwischen den beiden Leitungen 742, 743 zu keinem

nennenswerten Druckmediumsfluss über diese, obwohl durch den Schlupf zwischen Turbinenrad 706 und Pumpenrad 705 eine Relativverdrehung zwischen Gehäuseteil 704 und Nabe 706a resultieren kann.

- 5 Zur Weiterleitung des in die Leitung 742 dosierten Druckmediums in den Bereich des Reibeingriffs der Wandlerüberbrückungskupplung 713, in denen bei Schlupf entstehende Reibungswärme an den Reibflächen 714, 715 abgeführt werden soll, ist zwischen dem Kolben 716 und einem weiteren Bauteil 744 eine Kammer 745 gebildet, die mit der Leitung 742 in Verbindung steht und nach außen, das
- 10 heißt zur Kammer 718 hin abgedichtet ist. Das Bauteil 744 kann aus beispielsweise Kunststoff mittels Spritzgußverfahren oder Blech mittels Prägeverfahren hergestellt sein und ist radial innen gegen die Nabe 706a und radial außen gegen den Kolben 716 abgedichtet. Im Bereich der Aufnahme 723g des Torsions-schwingungsdämpfers 723 am Kolben 716 kann das Bauteil 744 am Kolben 716
- 15 anliegen und/oder um die Aufnahme 723g herum ausgespart und separat gedichtet sein. Im Bereich der Reibeingriffsflächen, vorzugsweise radial außen sind über den Umfang vorgesehene Öffnungen 729b vorgesehen, die in Verbindung mit in einer Reibfläche 714, 715, vorzugsweise in dem Reibbelag 714' vorgesehenen – nicht näher dargestellten – Nuten das von der Pumpe 737 in die Leitung
- 20 742 und in die Kammer 745 dosierte Druckmedium in die Kammer 717 weiterleiten. Die Kammer 717 weist eine nicht näher dargestellte Verbindung zur Ableitung 719b auf. Für die - nicht näher dargestellten - Nuten können Nutmuster der Figuren 29a – 29k vorteilhaft sein - mit der Einschränkung, dass eine Öff-

nung der Nuten nur vom Innenumfang her zur radialen Höhe der Öffnungen 729b vorgesehen ist. Die Wandlerkammer 718 wird wie an sich bekannt durch die Zuleitung 719a mit Druckmedium versorgt.

5 Die Figuren 31 bis 32b zeigen eine weitere Variante einer Stromregleinrichtung 822 in Form des Dosierpumpenprinzips der Figur 30 in einer Teilansicht in Figur 31 beziehungsweise Teilschnitten entlang der Linie C-C hierzu in den Figuren 32a und 32b bei unterschiedlichen Funktionszuständen. In Figur 31 ist der teilweise in Ansicht dargestellte Kolben 816 mit über den Umfang verteilten Dosier-

10 pumpen 837, die im Gegensatz zur Dosierpumpe 737 in Figur 30 direkt im Bereich des Reibeingriffs zwischen Kolben 816 und Gehäusewand 804 mit einem dazwischen angeordneten Reibbelag 814', der entweder am Kolben 816 oder vorzugsweise an der Gehäusewand 804 befestigt sein kann, am Außenumfang des Kolbens 816 angeordnet sind und daher keiner besonderen Vorkehrungen

15 zur Heranleitung des Druckmediums bedürfen. Wie Figur 32 zeigt, weisen die Dosierpumpen 837 an ihren umfangsseitigen Enden jeweils einen Ausgang 839, 840 auf, der aus Stutzen 839a, 840a gebildet ist, die in entsprechende Öffnungen 839b, 840b im Kolben 816 bis zu einem Anschlag 839c, 840c eingeführt sind. Die Stutzen 839a, 840a sowie das zwischen ihnen aufgenommene Rohr-

20 stück 837c bilden das Pumpengehäuse 837b, in dem entlang des Rohrlängsachse der Pumpenkörper 838 axial verlagerbar ist. Es versteht sich, dass die Stutzen 839a, 840a oder die Dosierpumpe 837 auch zweiteilig steckbar als Kunststoffteil mittels Spritzguß in vorteilhafter Weise herstellbar sind.

Bei auf der Gehäusewand 804 fixiertem Reibbelag 814' sind in diesem von radial außen über den Umfang abwechselnd mit von radial innen her geführten, bis radial zu den Ausgängen 839, 840 verlaufende Nuten 830, 830a vorgesehen, die in ihrem Abstand voneinander in Umfangsrichtung so angeordnet sind, dass bei einer Relativverdrehung der Gehäusewand 804 gegen den Kolben 816 jeweils eine radial nach innen geöffnete Nut 830 und jeweils eine radial nach außen geöffnete Nut 830a diese Ausgänge 839, 840 gleichzeitig überschneiden. Für die weitere Ausgestaltung der Nuten 830, 830a wird auf die Figuren 29a – 29k verwiesen. Bei Fixierung des Reibbelags 814 auf dem Kolben 816 weist dieser den Ausgängen 839, 840 entsprechend angeordnete Öffnungen auf und die Nuten 830, 830a sind in die Gehäusewand 804 eingearbeitet.

Die Funktionsweise der über den Umfang verteilten Dosierpumpen erfolgt - wie in Figur 32a gezeigt - in der Weise, dass von der Druckseite her, beispielsweise von der Kammer 118 (Figur 2) bei einem entsprechend der Anordnung der Stromregleinrichtung 822 ausgestalteten Wandler Druckmedium über die Nuten 830 in Pfeilrichtung unter Verlagerung des Pumpenkolbens 838 – hier eine Kugel – in das Pumpenvolumen 841 hinein gedrückt und dieses befüllt wird. Gleichzeitig wird in dem durch den Pumpenkolben 838 abgetrennten Pumpenvolumen 841a vorhandenes Druckmedium über die Nuten 830 in die mit dem Ablauf verbundene Kammer (beispielsweise 117, Figur 2) dosiert und es kommt zu einem schlupfabhängigen Fluss von Druckmedium. Der Pumpenkolben be-

findet sich im Endzustand dichtend an der Öffnung 840. Im weiteren, in der Figur 32b gezeigten Ablauf der Relativverdrehung überschneiden sich die Ausgänge 839, 840 mit den komplementären Nuten 830a, 830, die Ausgänge 839 überschneiden sich mit den Nuten 830 und die Ausgänge 840 mit den Nuten 830a, das heißt, das in Figur 32a in die Pumpenkammer 841 über die Nuten 830a wird in Figur 32b in die Nuten 830 dosiert, indem an die Anschlüsse 840 über die mit der Hochdruckseite verbundenen Nuten 830a erneut Druckmedium in die Pumpenkammer 841 und zwar in die Teilkammer 841a gepumpt wird. Dies führt zu einer Umkehrung der Flussrichtung des Druckmediums entlang der Pfeile gegenüber dem Beispiel in Figur 32a und daher zu einem kontinuierlichen Pumpeffekt, solange eine Relativverdrehung der beiden Teile 804, 816 gegeben ist. Bei eingerückter Wandlerüberbrückungskupplung 813 (Figur 31) dichten die Pumpenkörper 838 den Druckmittelfluss von der Hochdruckseite zur Niederdruckseite im wesentlichen dichtend ab.

Figur 33 zeigt ein Ausführungsbeispiel eines Drehmomentwandlers 901 mit der Wandlerüberbrückungskupplung 913 mit den Reibpartnern 914', 915', der im wesentlichen mit dem Drehmomentwandler 101 der Figur 2 vergleichbar ist im Teilschnitt. Der Wandler 901 weist eine spezielle Ausgestaltung des Kolbens 916 auf, der im Bereich seines Außenumfangs eine Dichtung 950 auf, die gegen das Gehäuseteil 904 mittels einer Dichtlippe 951 in Anlagekontakt bringbar ist. Die Dichtung 950 kann bezüglich ihrer Materialeigenschaften, beispielsweise ihres Elastizitätsmoduls, ihrer shore-Härte, einer in die Dichtung 950 im Bereich

der Dichtlippe 951 eingearbeiteten Verstärkung wie Drahring und/oder dergleichen, so ausgestaltet sein, dass der Anlagekontakt nur bei erhöhtem Druck des Druckmediums erfolgt. Weiterhin ist in der Gehäusewand 904 ein über den Umfang variierendes, Axialprofil 952, beispielsweise in Form eines Wellenzuges eingearbeitet, beispielsweise eingeprägt, durchgestellt oder mittels eines Fließpressverfahrens hergestellt, an das sich die Dichtlippe 951 der Dichtung 950 bei eingerückter Wandlerüberbrückungskupplung 913 axial dichtend anlegt. Figur 34b zeigt hierzu entlang der Schnittlinie D-D den Dichtring 950 in Anlagekontakt zur Gehäusewand 904 gemeinsam in Pfeilrichtung umlaufend. Tritt zwischen dem Kolben 916 und der Gehäusewand 904 eine Relativverdrehung auf, so kann infolge des Axialprofils 952 der Gehäusewand 904 die Dichtlippe 951 den Anlagekontakt, insbesondere auch wegen des geringeren Drucks und/oder deren Steifigkeit, nicht aufrechterhalten, so dass - wie in Figur 34a gezeigt - während einer Relativverdrehung von Dichtung 950 gegenüber der Gehäusewand 904 in Pfeilrichtung Dichtspalte 953 entstehen durch die Druckmedium von der Hochdruckseite, beispielsweise Kammer 918 (Figur 33), zur Niederdruckseite, beispielsweise Kammer 917 fließt, wobei im Reibeingriffsbereich weiterhin radial verlaufende - nicht näher dargestellte - Nuten beispielsweise im Reibbelag 914' vorgesehen sind. Der Anlagekontakt in Abhängigkeit vom Druck, bei dem die Wandlerüberbrückungskupplung 913 eingerückt ist, kann durch die oben erwähnte Ausgestaltung des Dichtrings 950 beziehungsweise der Dichtlippe 951 voreingestellt werden.

Figur 35 zeigt ein Ausführungsbeispiel eines Drehmomentwandlers 1001 im Teilschnitt, der alternativ oder zusätzlich zu einer Stromregeleinrichtung 22 wie in Figur 1 gezeigt eine Kühleinrichtung 1060 zur Kühlung der Reibeingriffsflächen 1015, 1014 der Reibpartner 1014', 1015' der Wandlerüberbrückungskupplung 1013 auf der diesen abgewandten Seite 1061 aufweist, wie hier beispielsweise die Gehäusewand 1004. Andere Ausführungsbeispiele können auch oder alternativ in entsprechender Weise die Kühlung der abgewandten Seite des Kolbens 1016 vorsehen. Zur Kühlung ist eine sich radial nach innen über die Reibeingriffsflächen 1014, 1015 hinaus erstreckende Kammer 1062 vorgesehen, die beispielsweise durch die Gehäusewand 1004 und ein mit ihr verbundenes, beispielsweise dicht verschweißtes Blechteil 1063 mit einer verschließbaren Einfüllöffnung 1064 gebildet ist. Die Kammer ist teilweise mit einem Kühlmittel 1065 befüllt, das unter der auf es einwirkenden Reibungswärme einen Phasenübergang von einem Zustand größerer in einen Zustand kleinerer Dichte ausführt. Durch diesen Phasenübergang nimmt das Kühlmittel 1065 Energie auf und wird gleichzeitig infolge der kleineren Dichte und der auf dieses wirkenden geringeren Fliehkraft bei drehendem Gehäuse 1004 nach radial innen beschleunigt. Dort kann es an kühlere Gehäusebereiche 1004h, 1063a Wärme abgeben und der Phasenübergang wird reversiert, was eine erneute Fliehkraftbeschleunigung nach radial außen und eine erneute Kühlung der Gehäusefläche 1061 durch das wieder abgekühlte Kühlmittel 1065 zur Folge hat. Als Kühlmittel können beispielsweise Wasser, Ammoniak, Schwefelhexafluorid, Freonersatzstoffe mit einem Phasenübergang flüssig nach gasförmig, Stoffe mit einem Übergang von

fest nach gasförmig oder Stoffe von fest nach flüssig wie zum Beispiel Natrium vorteilhaft sein. Zur Angleichung des Phasenübergangs an die bei der Entwicklung von Reibungswärme entstehenden Temperaturen kann die Kammer unter Druck gesetzt werden oder Unterdruck angelegt werden. Die Kühleinrichtung

5 1060 kann insbesondere auch für Wandler mit konischer Wandlerüberbrückungskupplung vorteilhaft sein, da hier die Kammer 1062 in den konisch ausgebildeten Raum im Bereich der Reibeingriffsflächen angeordnet werden kann und damit der axiale beanspruchte Bauraum gering ausfällt.

10 Gleichartige Bauteile sind über die einzelnen Figuren hinweg im wesentlichen durch Bezugszeichen mit gleichen zweistelligen Endziffern (im einstelligen Bereich ohne führende Null) dargestellt. Zur Unterscheidung der Bauteile der einzelnen, nicht erschöpfend aufgeführten Ausführungsbeispiele werden den zweistelligen Bezugszeichen in Hunderterschritten weitere Ziffern angefügt. Es versteht sich, dass im Rahmen der Offenbarung vergleichbare Teile untereinander austauschbar sind.

Die mit der Anmeldung eingereichten Patentansprüche sind Formulierungsvorschläge ohne Präjudiz für die Erzielung weitergehenden Patentschutzes. Die

20 Anmelderin behält sich vor, noch weitere, bisher nur in der Beschreibung und/oder Zeichnungen offenbarte Merkmalskombination zu beanspruchen.

In Unteransprüchen verwendete Rückbeziehungen weisen auf die weitere Ausbildung des Gegenstandes des Hauptanspruches durch die Merkmale des jeweiligen Unteranspruches hin; sie sind nicht als ein Verzicht auf die Erzielung eines selbständigen, gegenständlichen Schutzes für die Merkmalskombinationen der rückbezogenen Unteransprüche zu verstehen.

Da die Gegenstände der Unteransprüche im Hinblick auf den Stand der Technik am Prioritätstag eigene und unabhängige Erfindungen bilden können, behält die Anmelderin sich vor, sie zum Gegenstand unabhängiger Ansprüche oder Teilerklärungen zu machen. Sie können weiterhin auch selbständige Erfindungen enthalten, die eine von den Gegenständen der vorhergehenden Unteransprüche unabhängige Gestaltung aufweisen.

Die Ausführungsbeispiele sind nicht als Einschränkung der Erfindung zu verstehen. Vielmehr sind im Rahmen der vorliegenden Offenbarung zahlreiche Änderungen und Modifikationen möglich, insbesondere solche Varianten, Elemente und Kombinationen und/oder Materialien, die zum Beispiel durch Kombination oder Abwandlung von einzelnen in Verbindung mit den in der allgemeinen Beschreibung und Ausführungsformen sowie den Ansprüchen beschriebenen und in den Zeichnungen enthaltenen Merkmalen bzw. Elementen oder Verfahrensschritten für den Fachmann im Hinblick auf die Lösung der Aufgabe entnehmbar sind und durch kombinierbare Merkmale zu einem neuen Gegen-

stand oder zu neuen Verfahrensschritten bzw. Verfahrensschrittfolgen führen, auch soweit sie Herstell-, Prüf- und Arbeitsverfahren betreffen.

LuK Lamellen und
Kupplungsbau GmbH
Industriestr. 3
77815 Bühl

0759

5

Zusammenfassung

- 10 Die Erfindung betrifft eine Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere für Kraftfahrzeuge mit einem hydrodynamischen Drehmomentwandler.

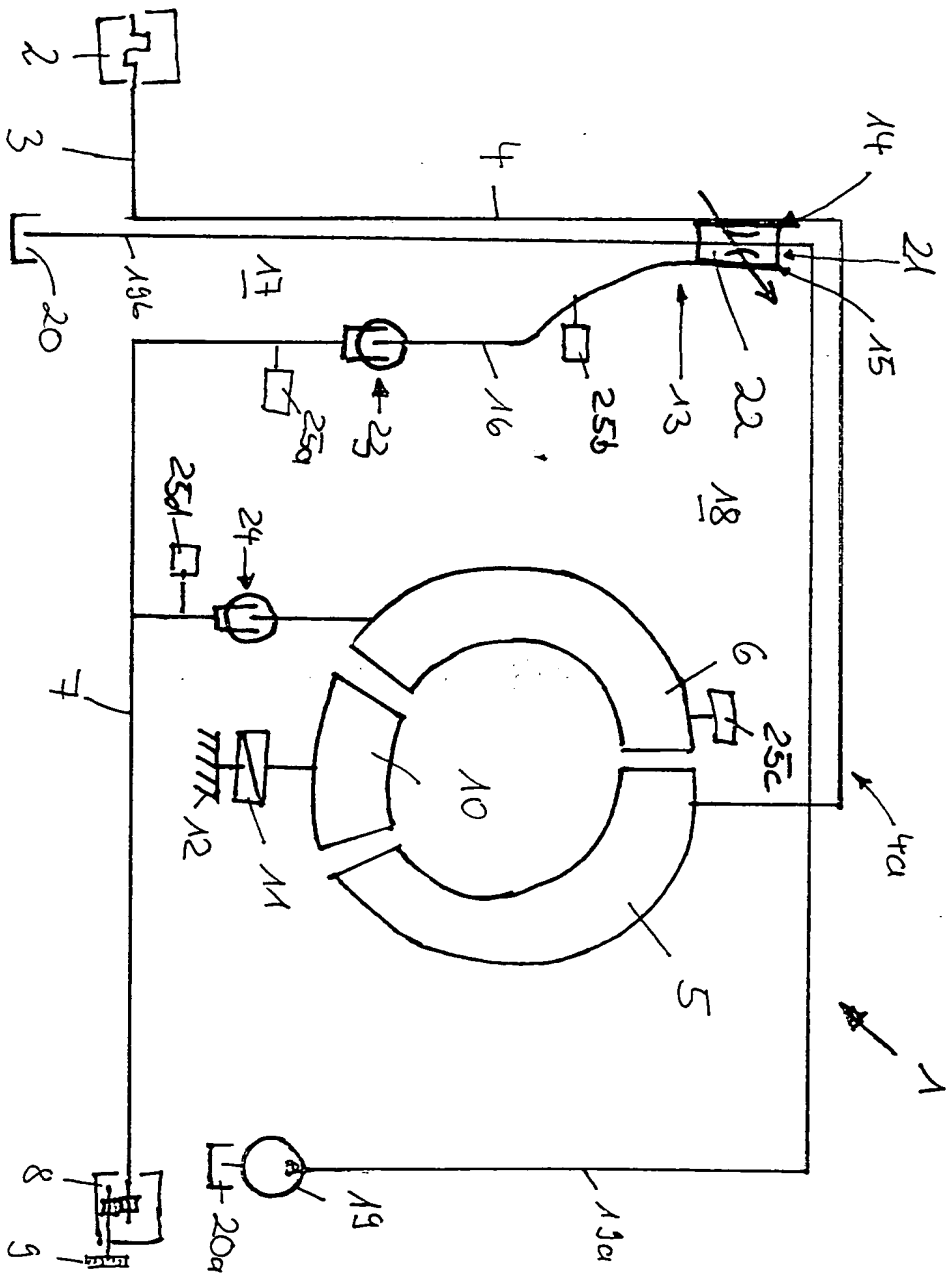


Figure 1

THIS PAGE BLANK (USPTO)

THIS PAGE BLANK (USPTO,

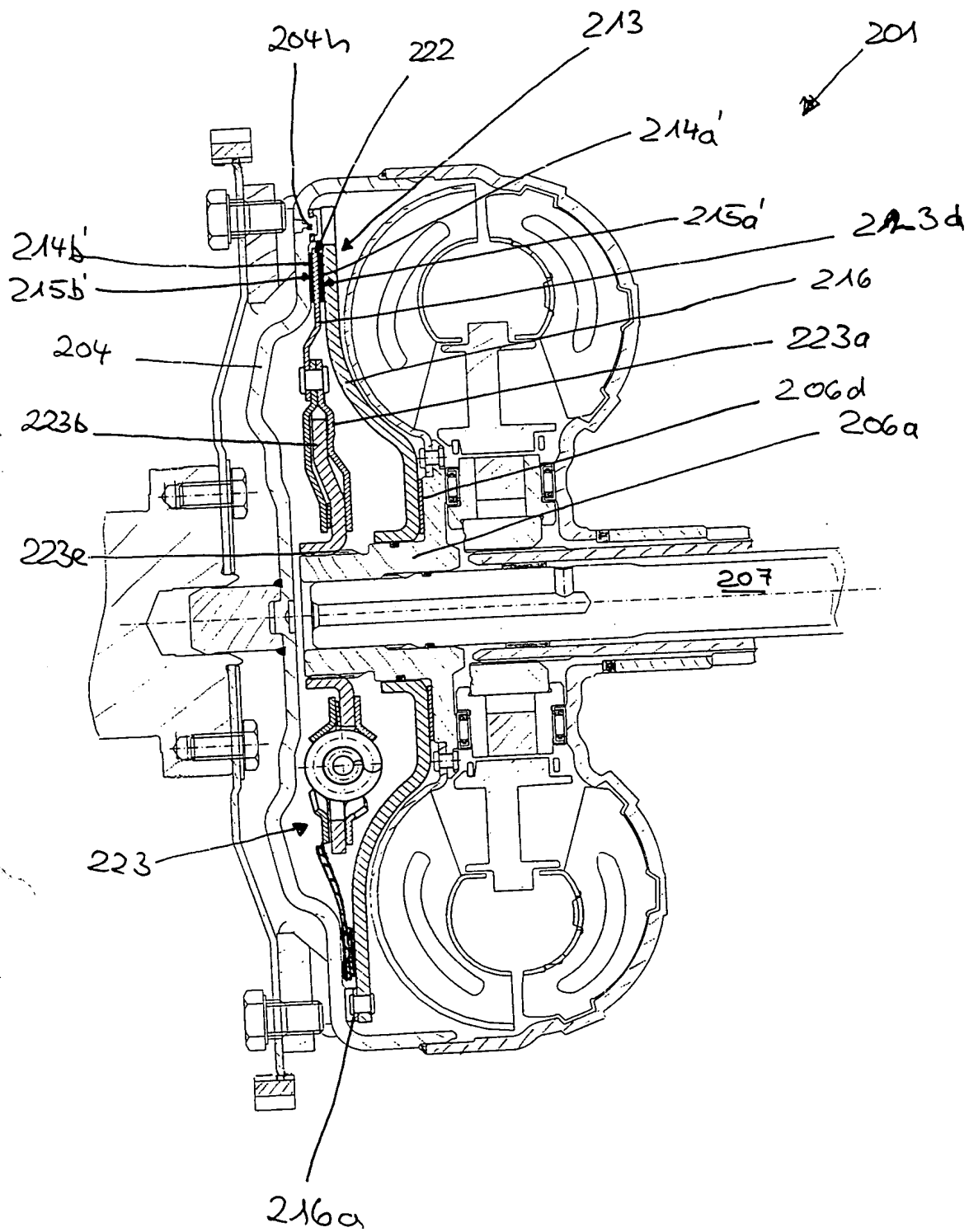


Fig. 3

THIS PAGE BLANK (00)

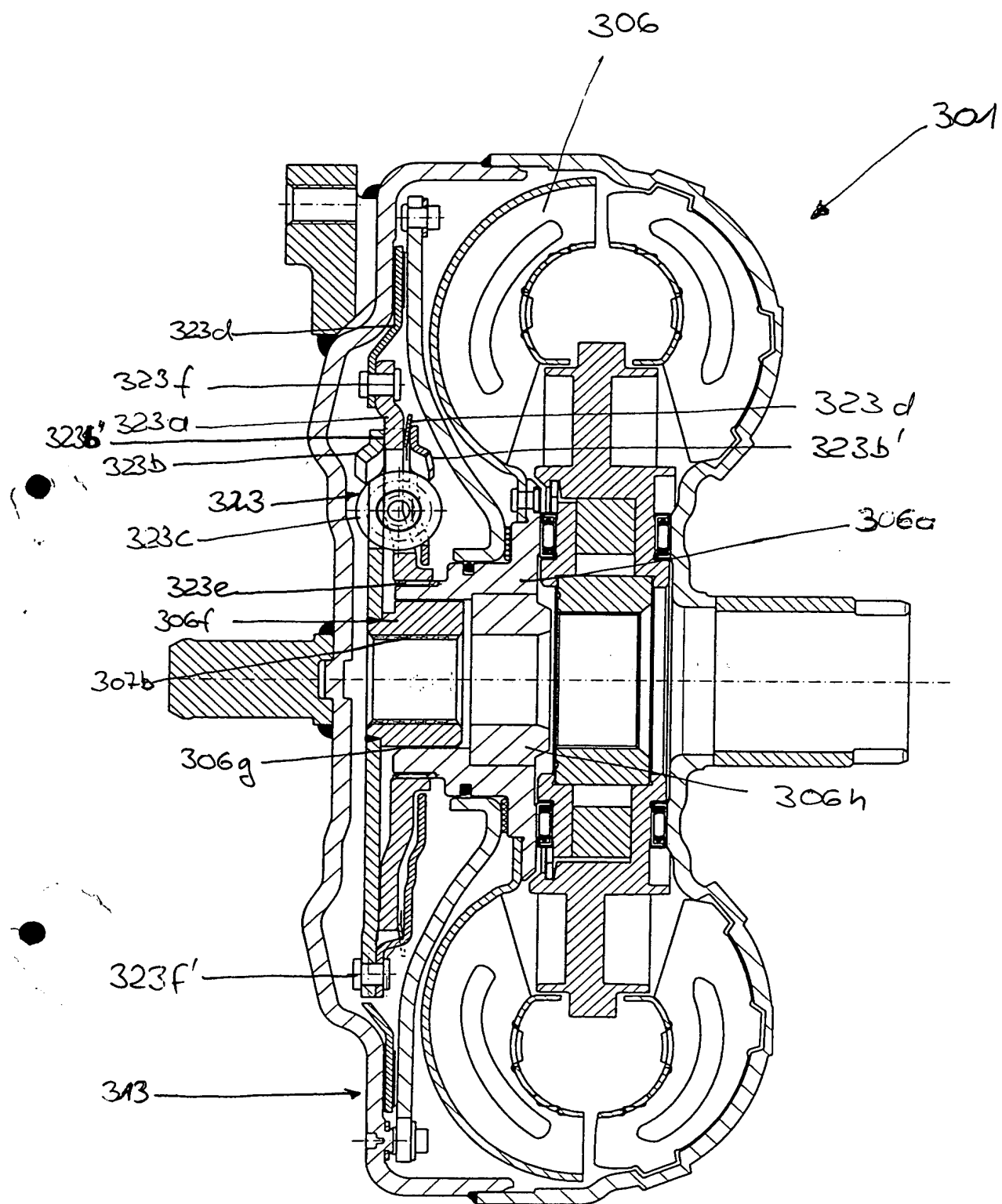


Fig. 4

THIS PAGE BLANK (USPTO)

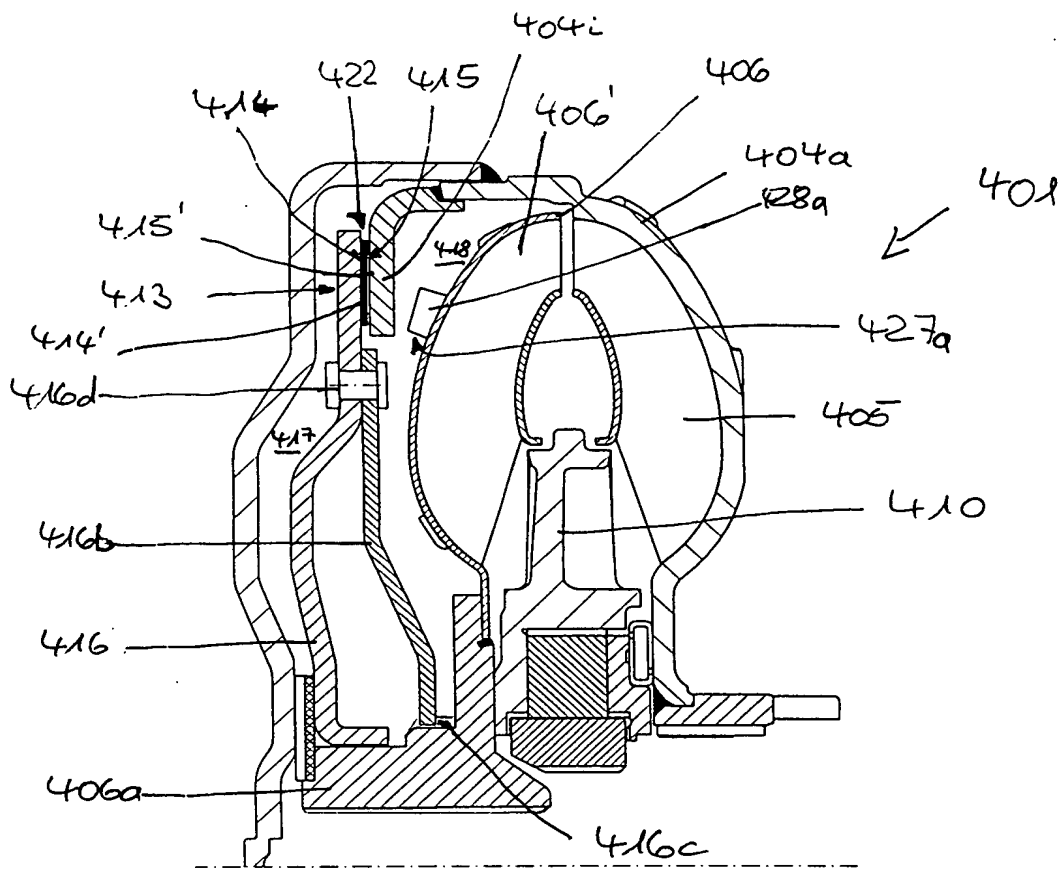


Fig. 5

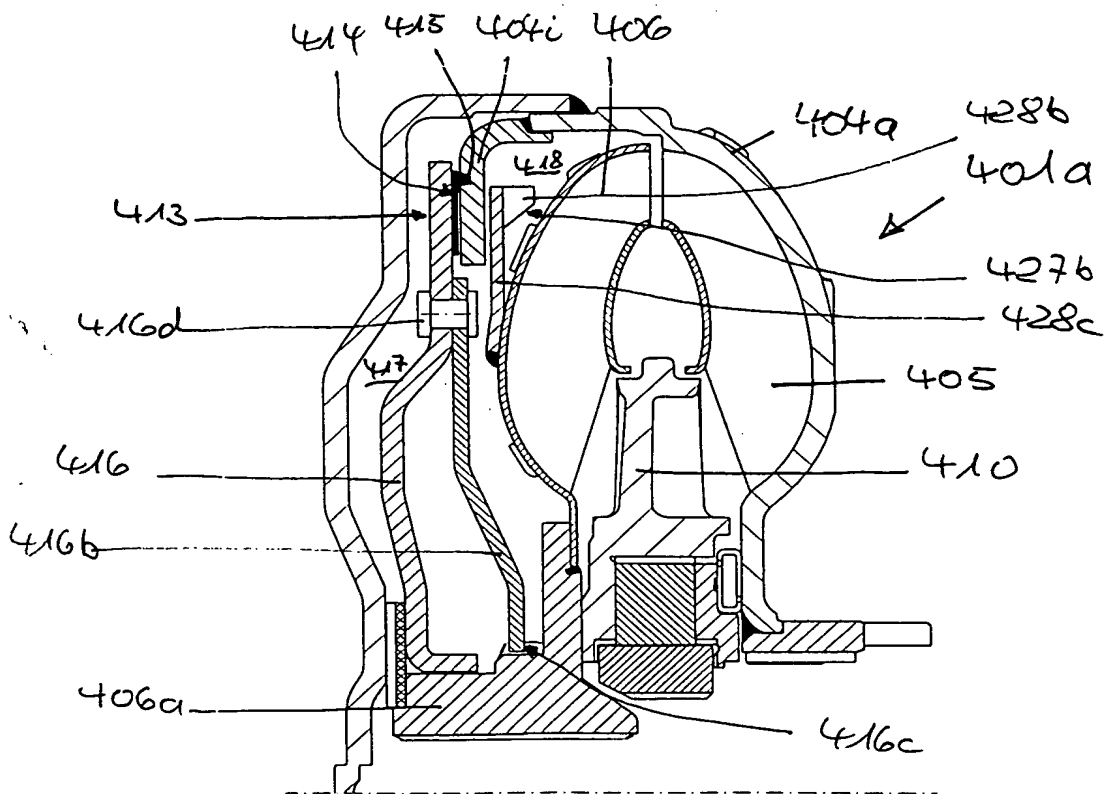
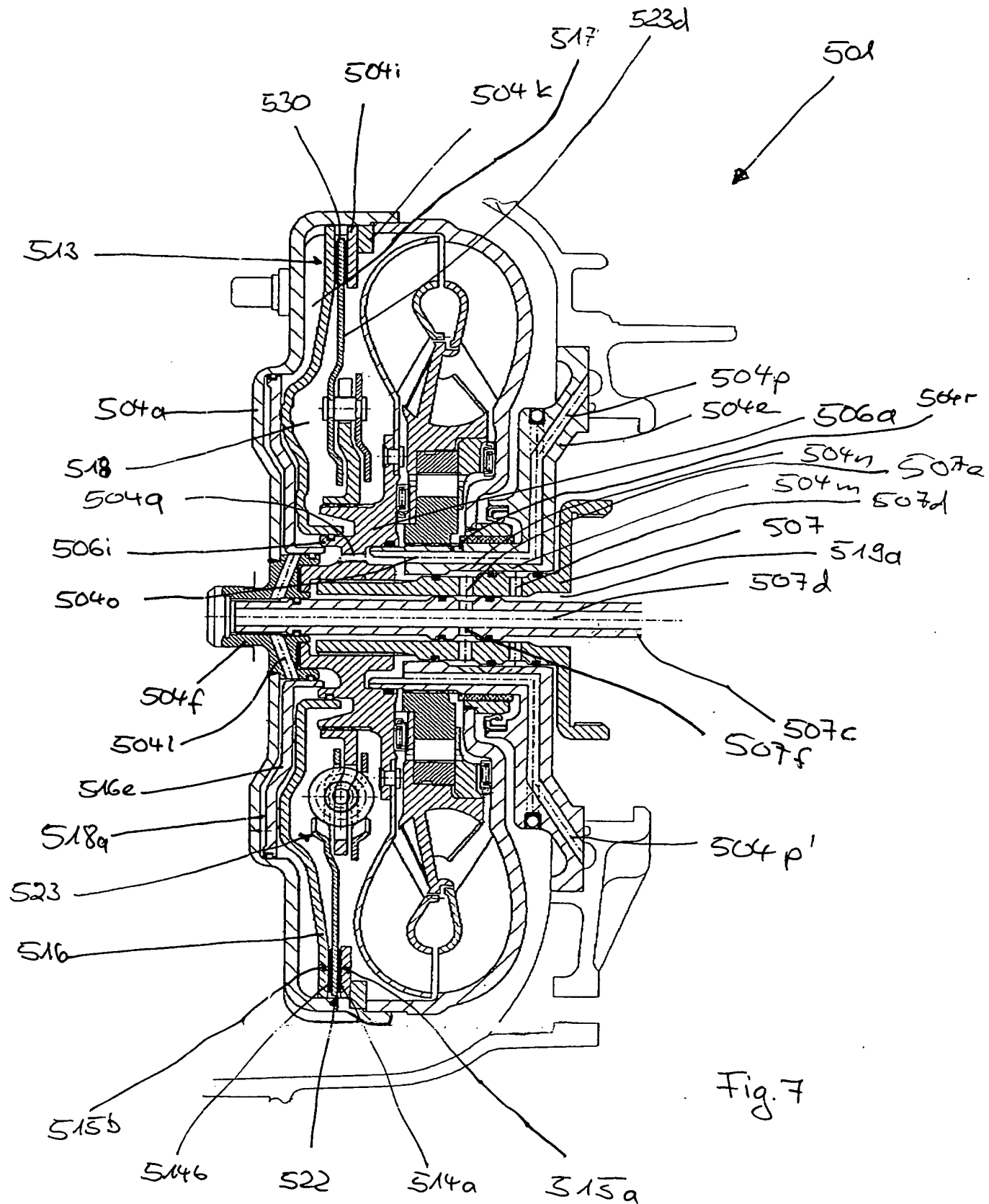


Fig. 6

THIS PAGE BLANK (USP)



THIS PAGE BLANK (USPTO)

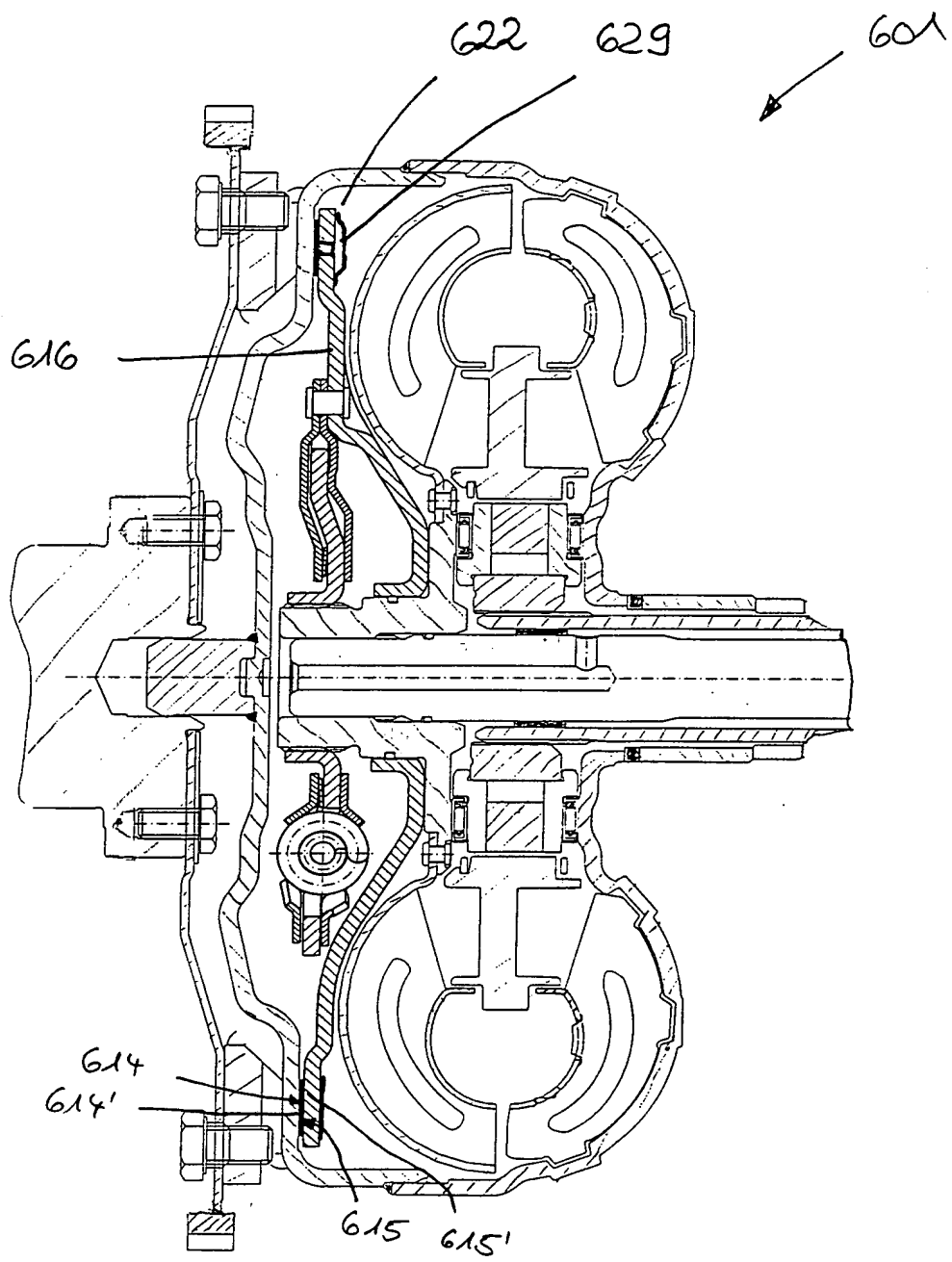
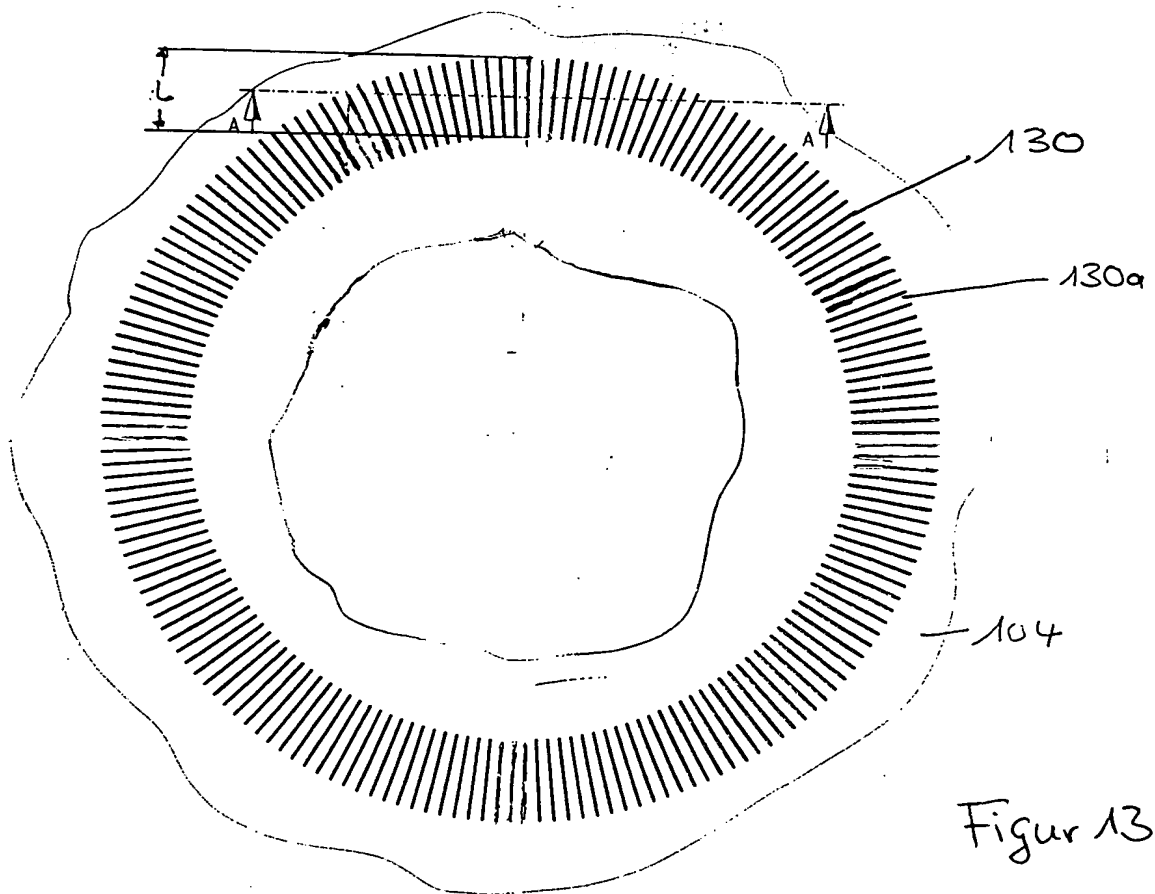
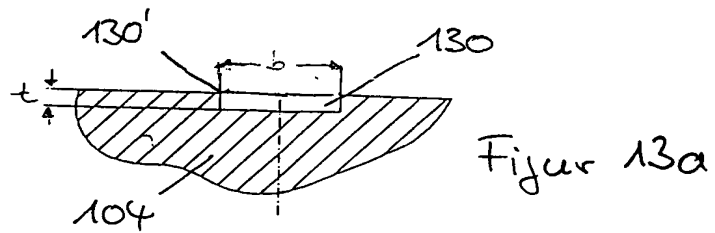
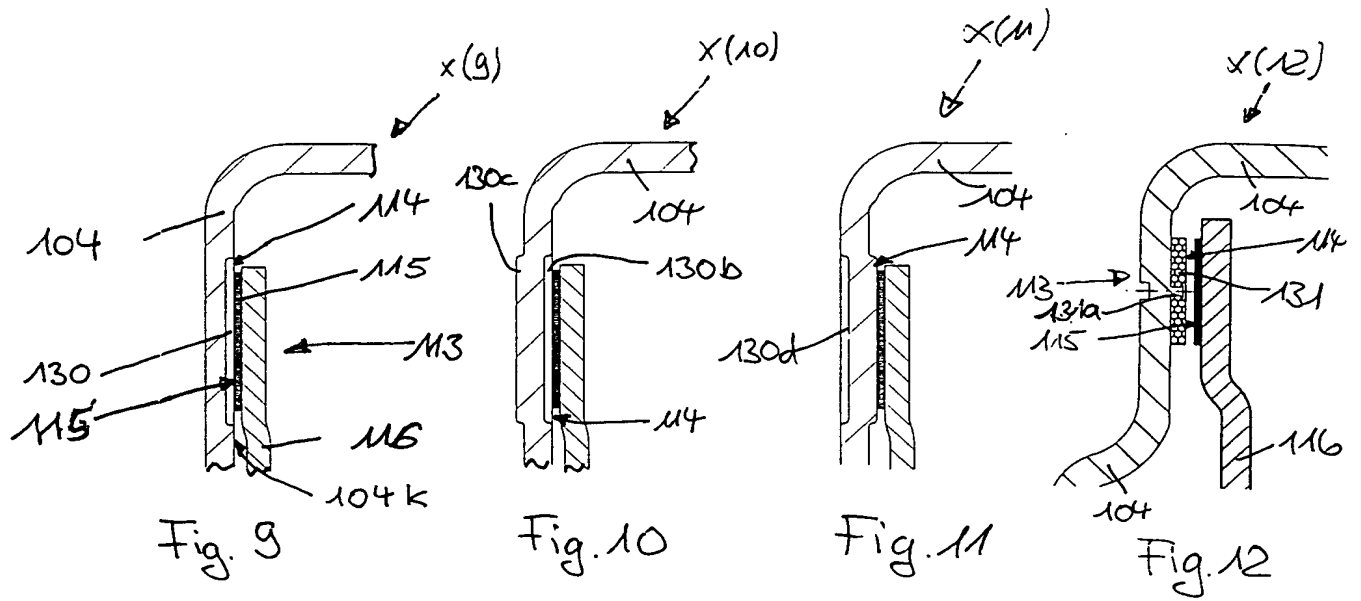
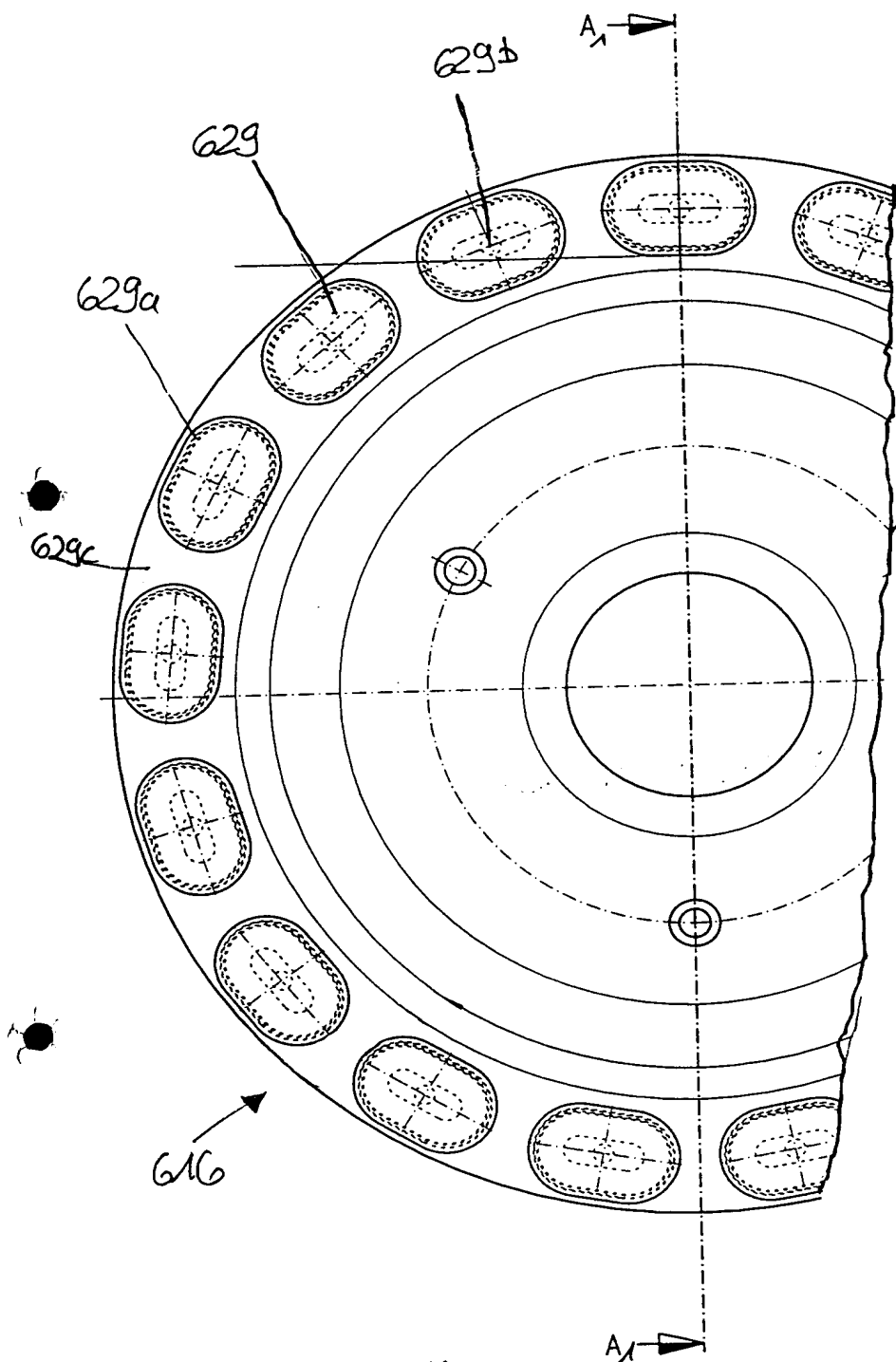


Figure 8

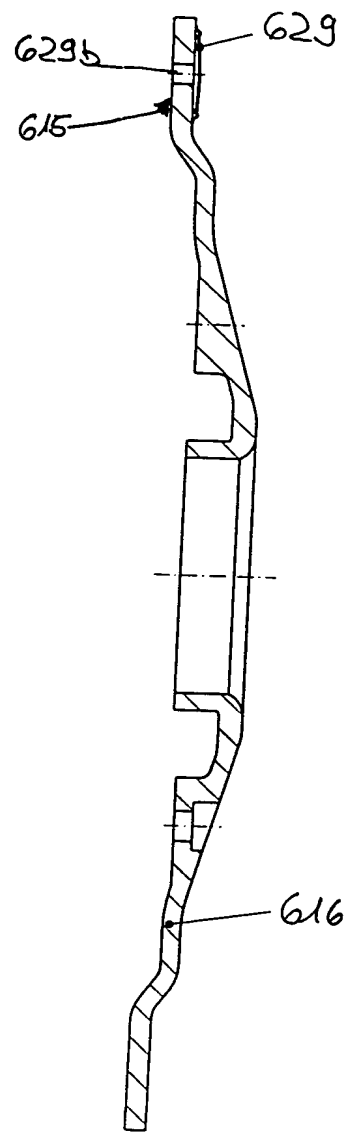
THIS PAGE BLANK (USPTO)



THIS PAGE BLANK (USPTO)

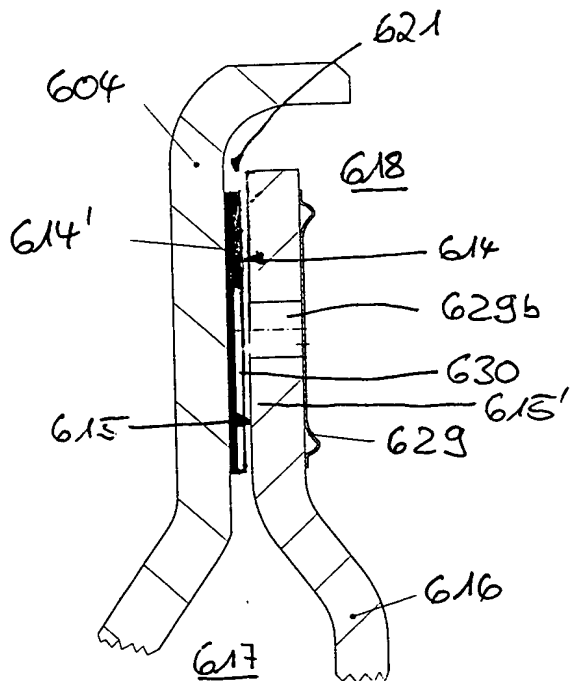


Figur 14

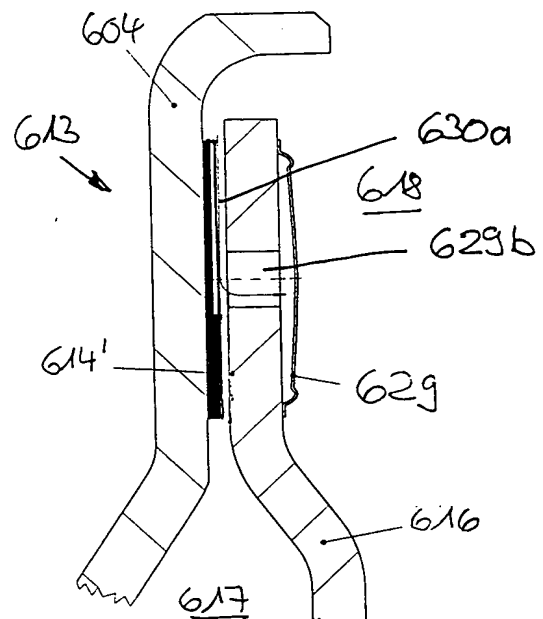


Figur 15

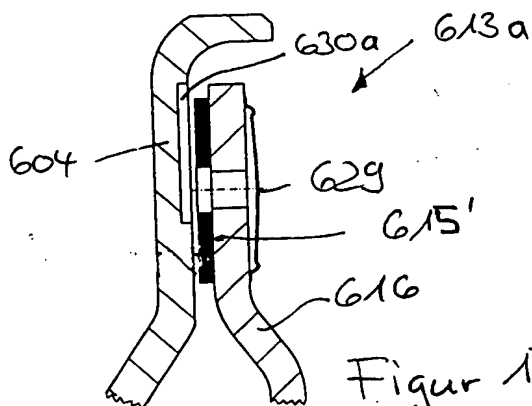
THIS PAGE BLANK (USPTO)



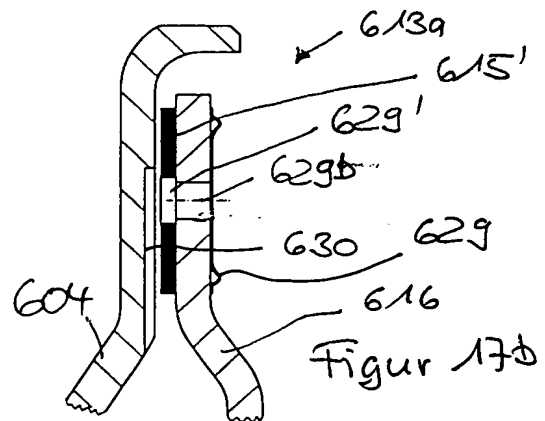
Figur 16a



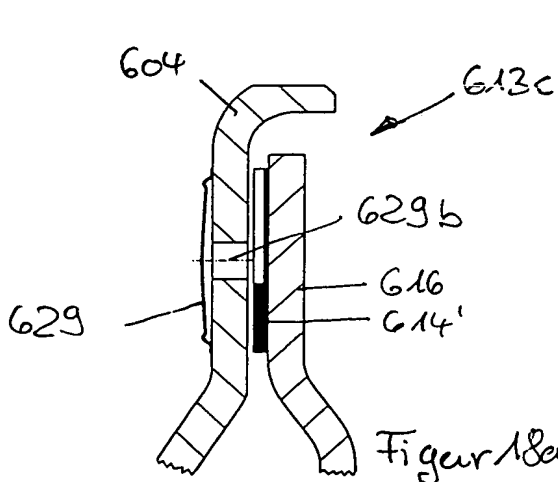
Figur 16b



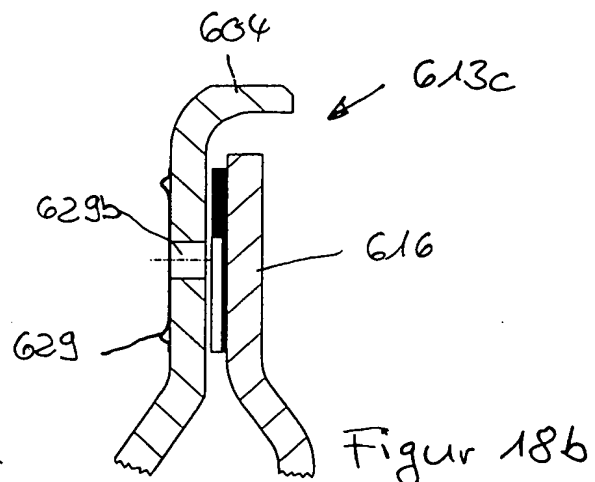
Figur 17a



Figur 17b

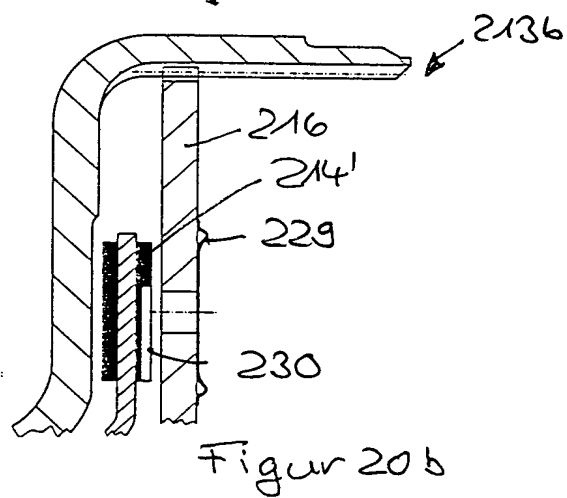
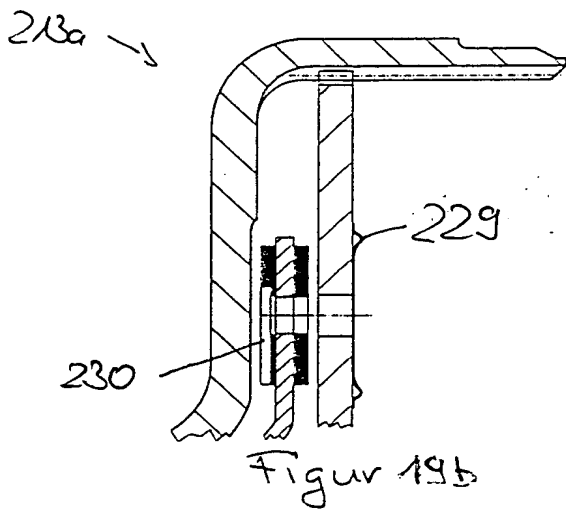
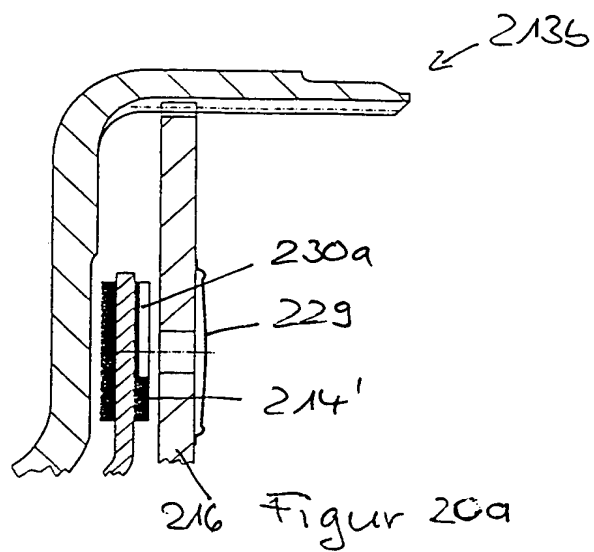
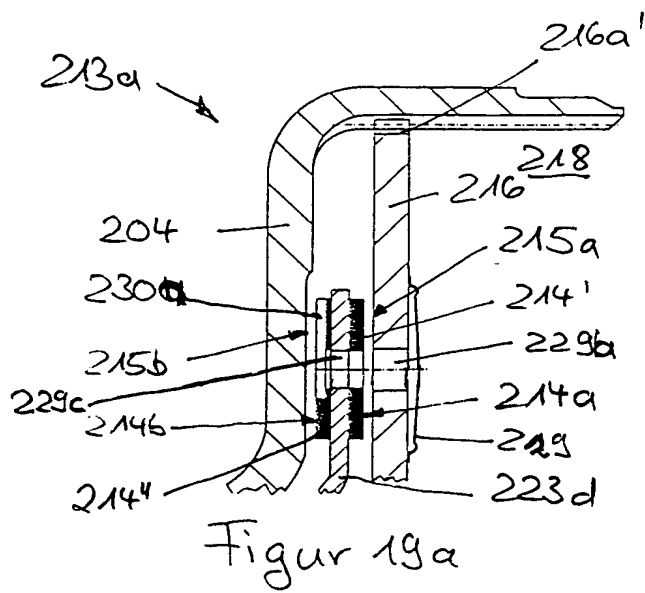


Figur 18a



Figur 18b

THIS PAGE BLANK (USPTO)



THIS PAGE BLANK (USPTO)

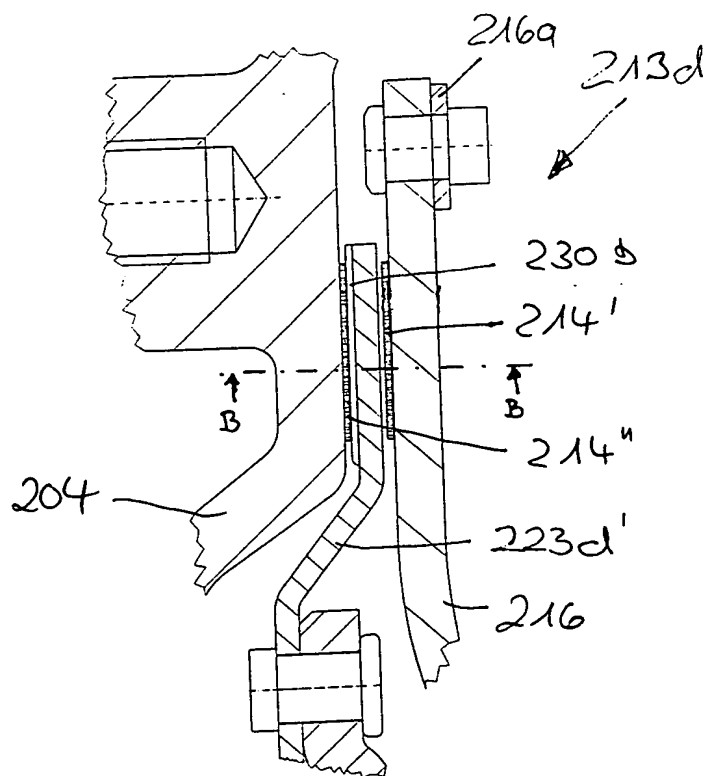
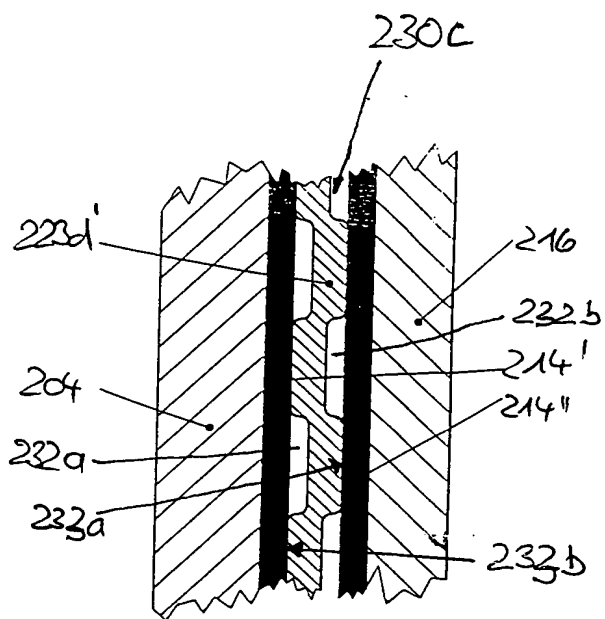
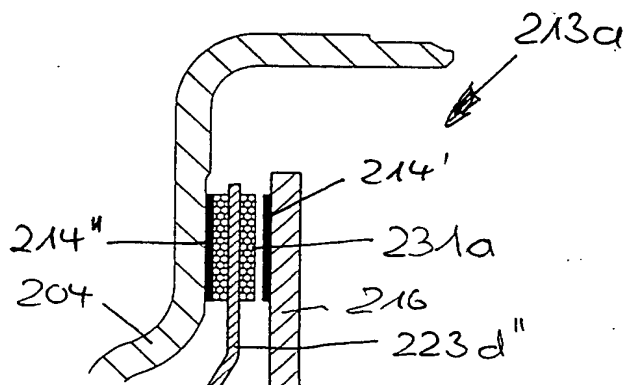


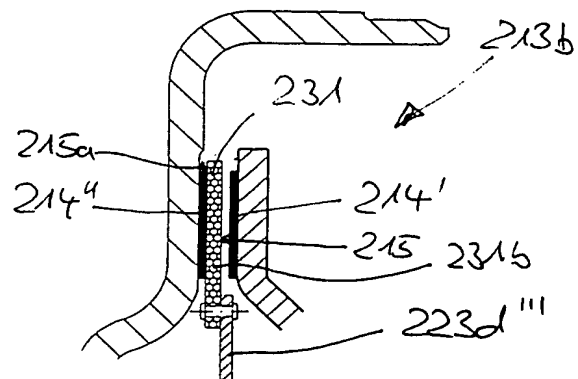
Fig. 21



Figur 22

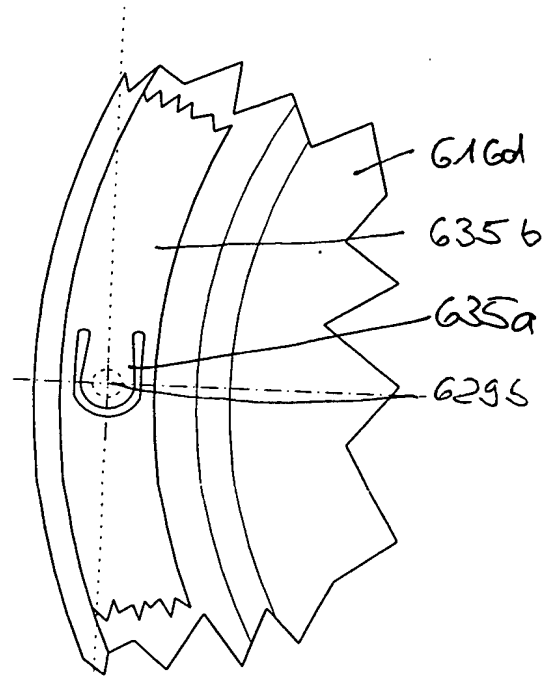
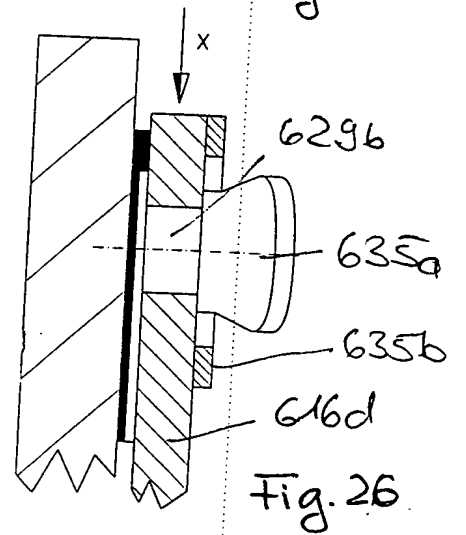
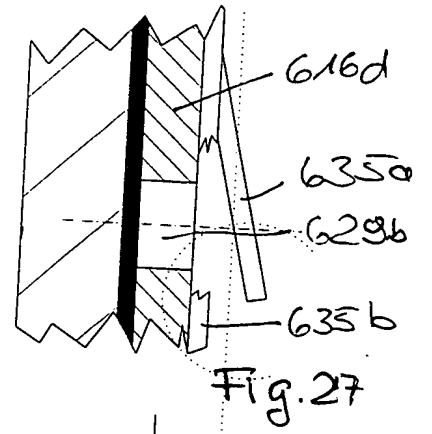
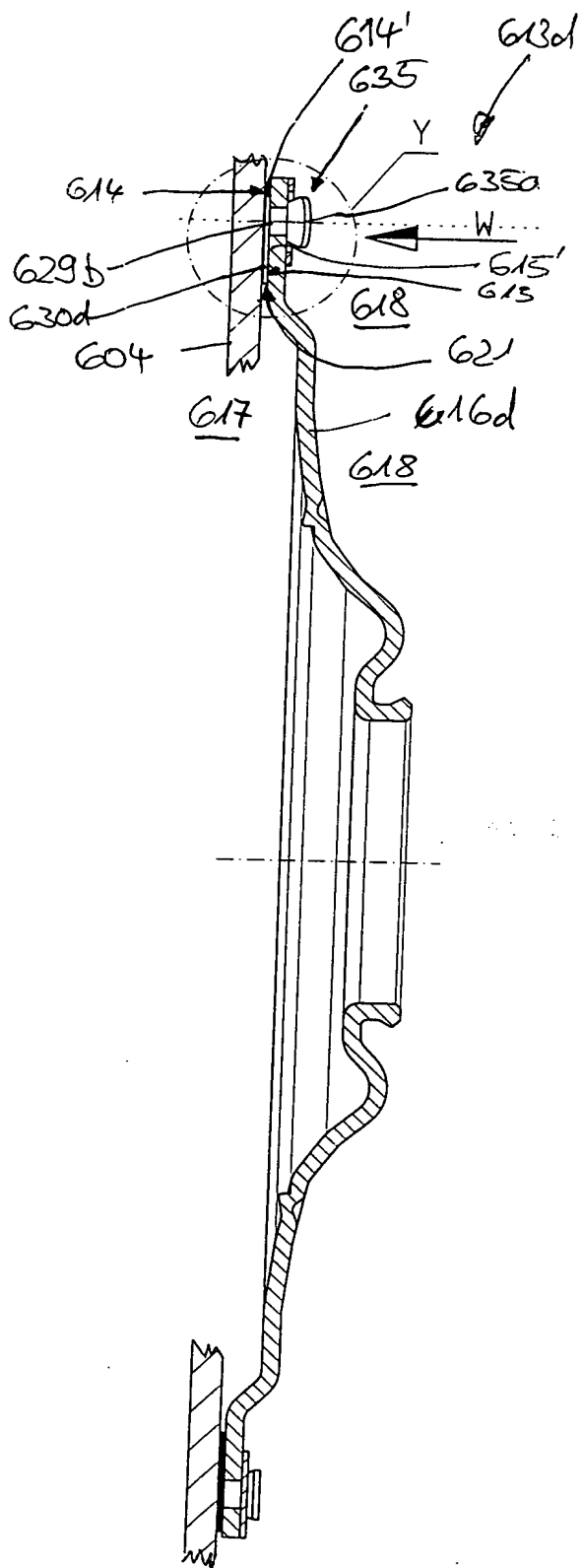


Figur 23



Figur 24

THIS PAGE BLANK (USPTO)



THIS PAGE BLANK (USPTO)

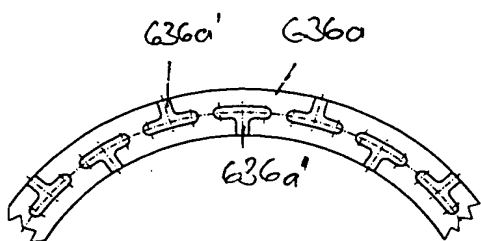


Fig. 29a

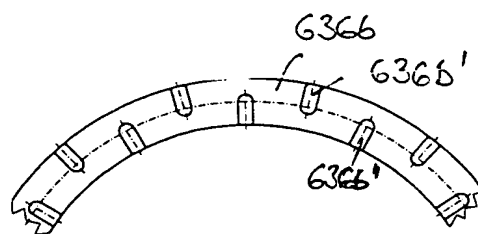


Fig. 29b

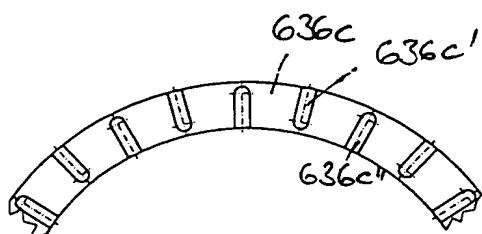


Fig. 29c

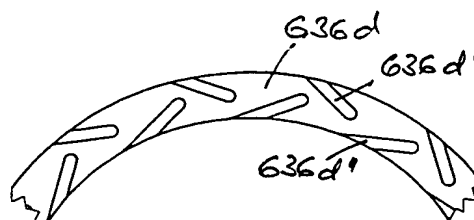


Fig. 29d

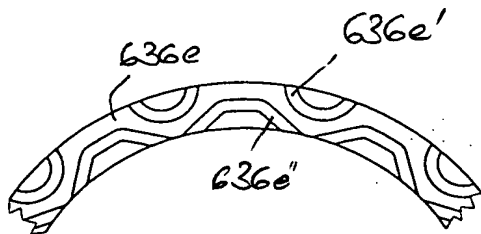


Fig. 29e

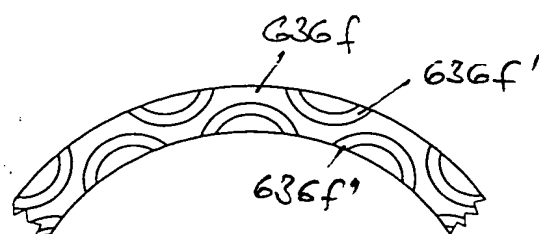


Fig. 29f

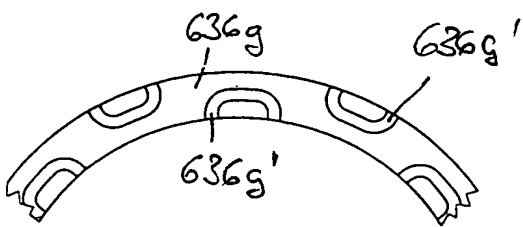


Fig. 29g

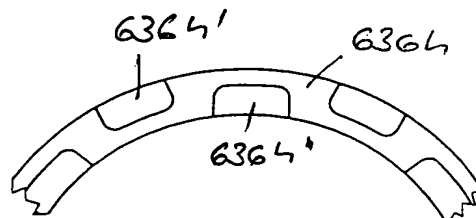


Fig. 29h

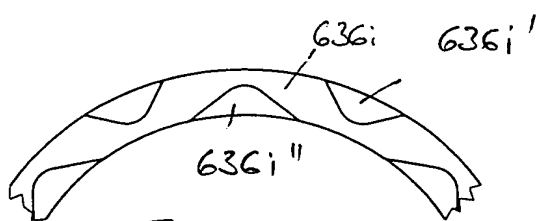


Fig. 29i

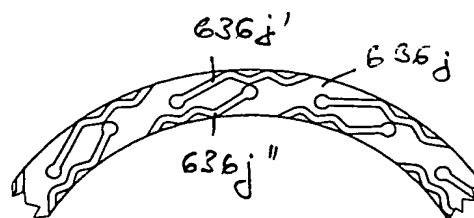


Fig. 29j

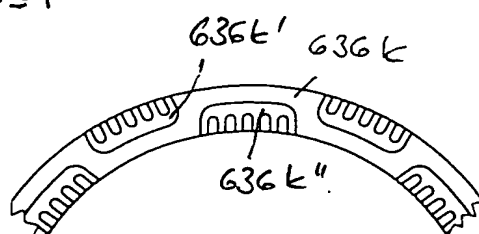
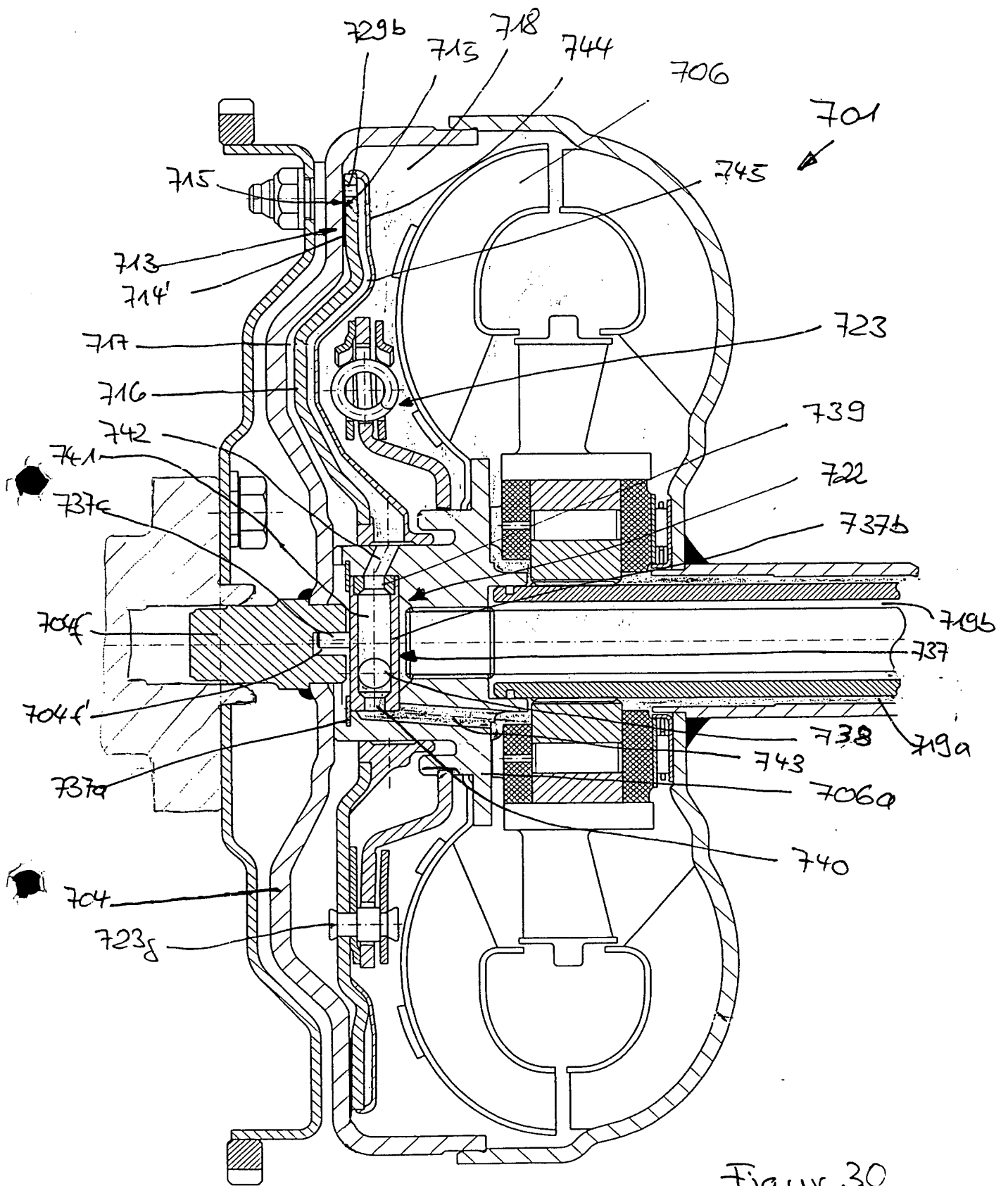


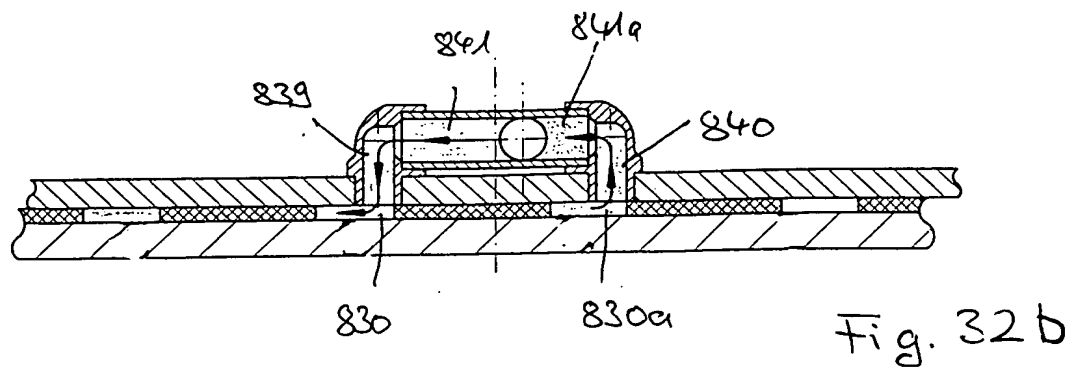
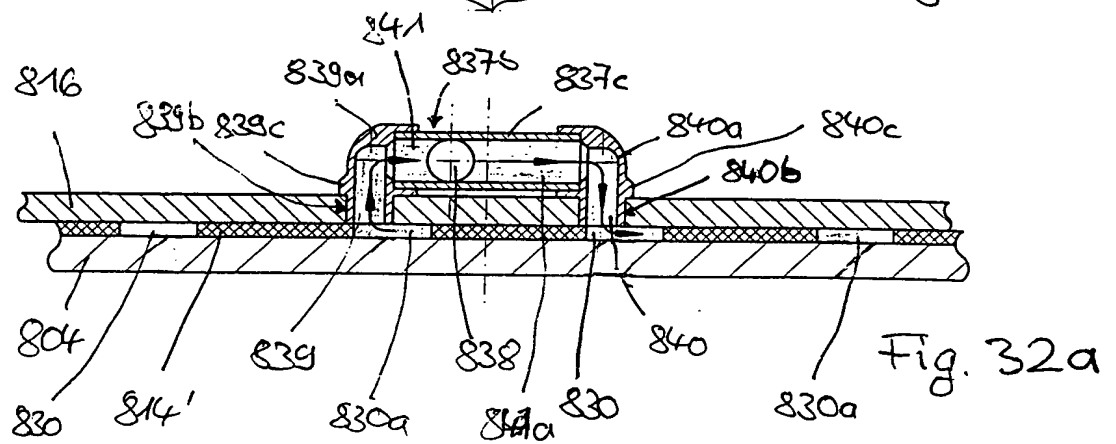
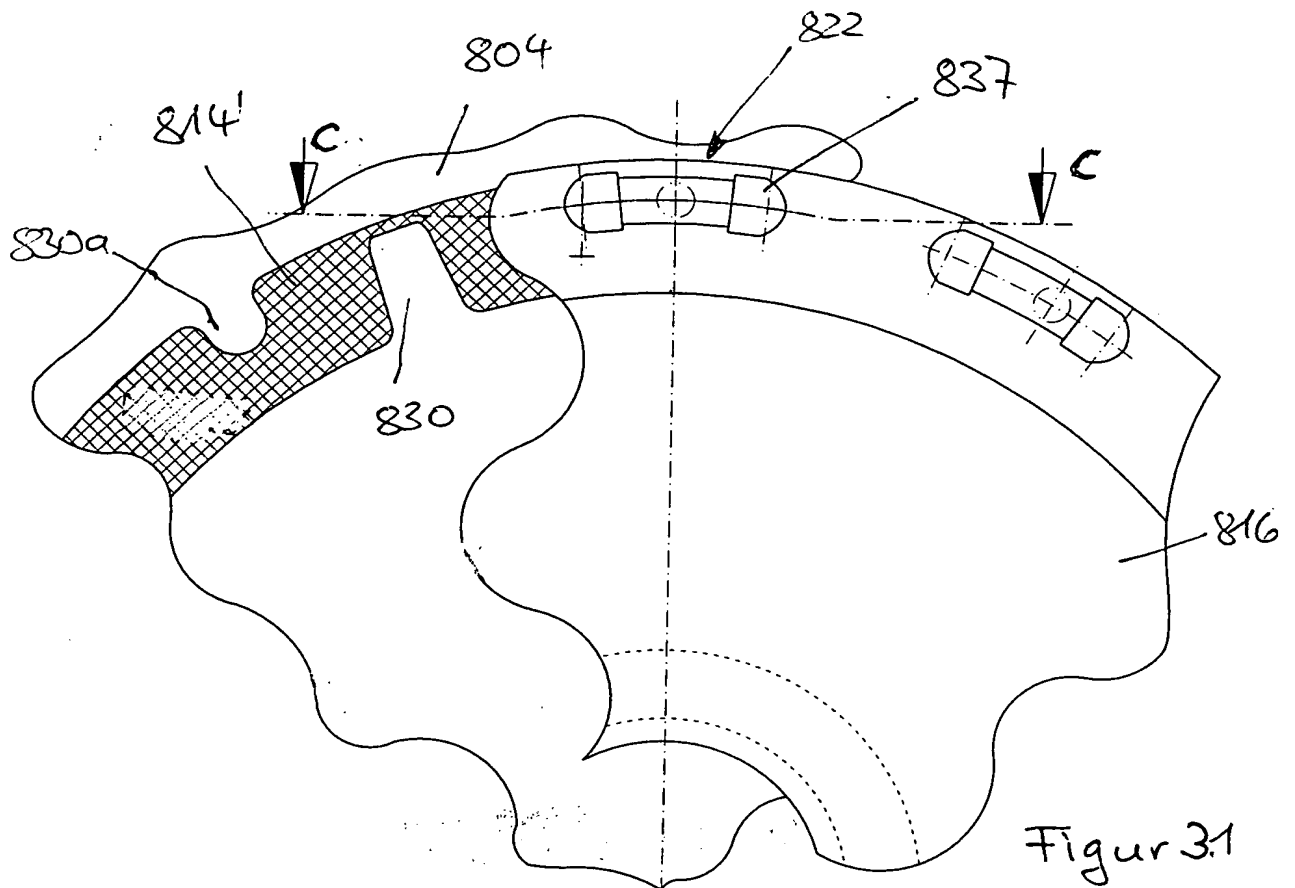
Fig. 29k

THIS PAGE BLANK (USPTO)

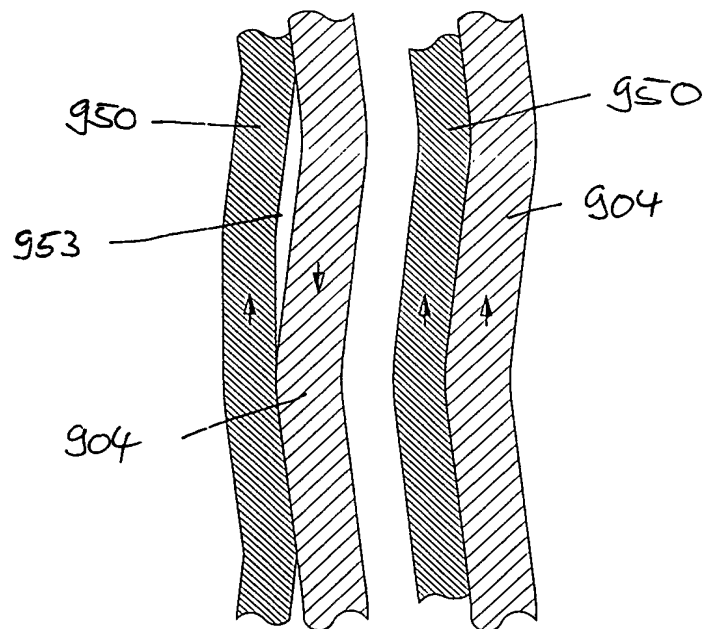
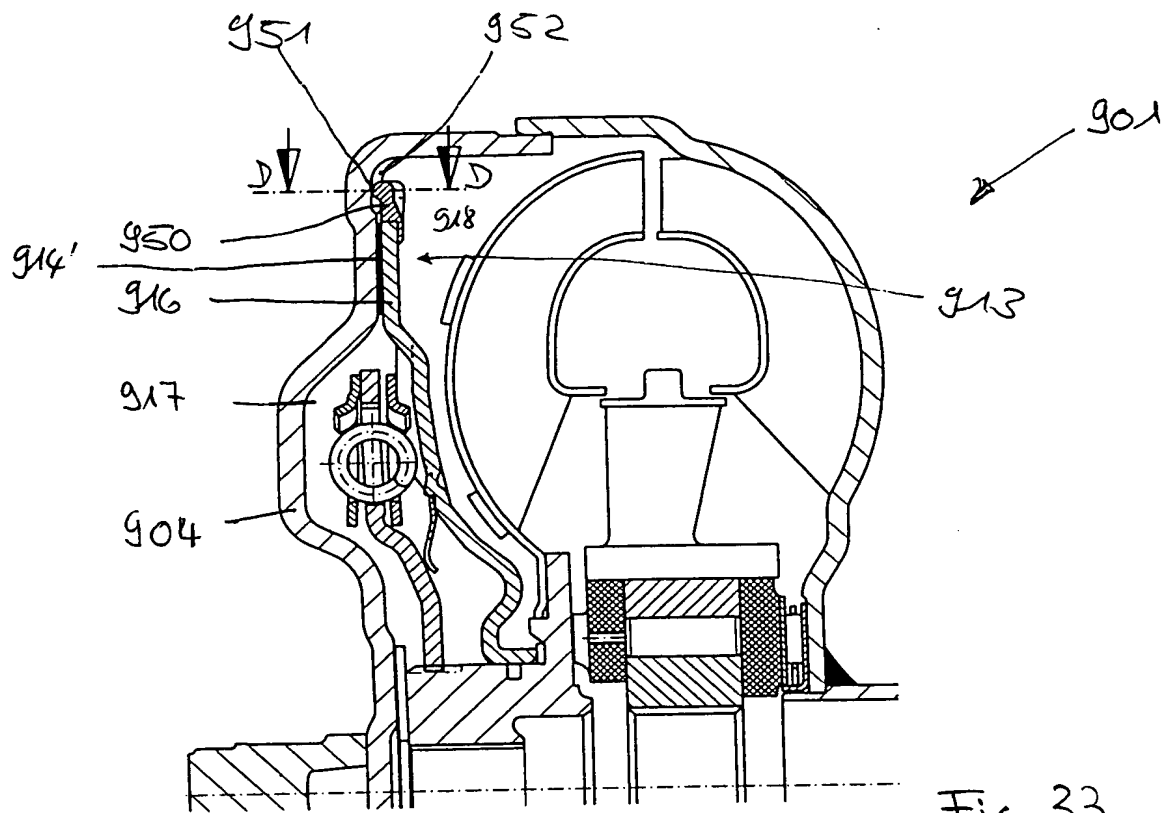


Figur 30

THIS PAGE BLANK (USPTO)



THIS PAGE BLANK (USPTO)



THIS PAGE BLANK (USPTO)

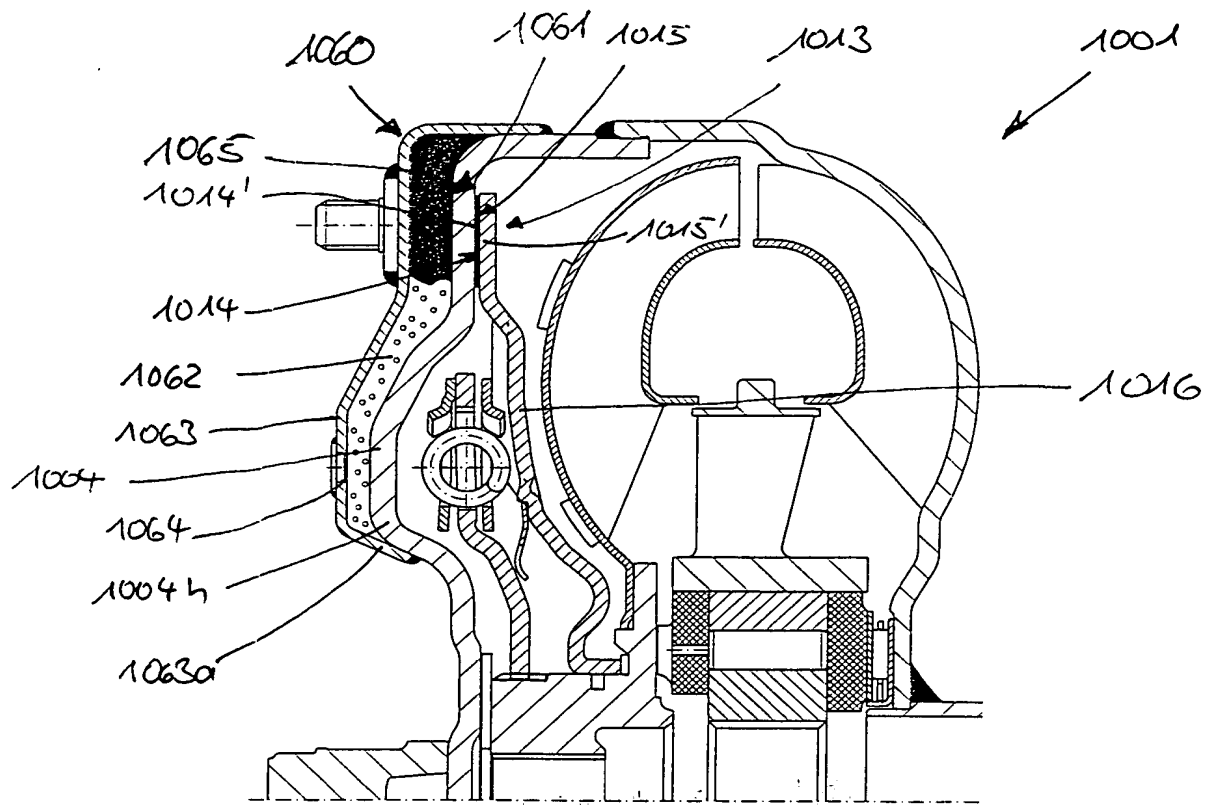


Fig. 35

THIS PAGE BLANK (USPTO)